

VŠB - Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

Návrh jeřábové kočky jeřábu pro manipulaci se štetovnicemi

Travelling Cab Design of Crane for Sheet Piles Handling

Student:

Bc. Marek Slowik

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.

Ostrava 2012

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně všech příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 18.4.2012

Bc. Marek Slowik

Poděkování

Děkuji p. Ing. Arnoštu Bergmannovi za odborné konzultace, poskytnutí cenných rad, pomoc při zpracování diplomové práce a za čas, který mi při tvorbě této práce věnoval.

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 - užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 - školní dílo.
- беру на ве́доміі, že Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava (dále jen "VŠB - TUO") má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB - TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB - TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB - TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo - diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB - TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB - TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́доміі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 18.4.2012

Bc. Marek Slowik

Jméno a příjmení autora práce: *Bc. Marek Slowik*

Adresa trvalého pobytu autora práce: *Koperníkova 717, Třinec, 739 61*

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

SLOWIK, M. *Návrh jeřábové kočky jeřábu pro manipulaci se štětovnicemi: diplomová práce*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2012, 72 s. Vedoucí práce: Fries, J.

Diplomová práce se zabývá návrhem jeřábové kočky stávajícího venkovního mostového jeřábu pro manipulaci se štětovnicemi o nosnosti 6500 kg. Součástí jeřábové kočky je i traverza s výsuvnými rameny a s elektromagnety. Zdvihové ústrojí sestává z asynchronního elektromotoru, brzdy, spojky a převodovky, která otáčí hnanou hřídel na níž je nasazen lanový buben. V práci je obsažen návrh prvků lanového systému (lano, lanový buben, kladky), řetězového systému a návrh pojezdového ústrojí (elektromotor, převodovka, spojka, brzda). Práce také obsahuje některé pevnostní výpočty. Dále je součástí výkresová dokumentace.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

SLOWIK, M. *Travelling Cab Design of Crane for Sheet Piles Handling: Master Thesis*. Ostrava: VŠB - Technical University of Ostrava, Faculty of mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2012, 72 p. Vedoucí práce: Fries, J.

This thesis describes design of the existing travelling cab for outdoor overhead crane for sheet pile handling with a load capacity 6500 kg. One of the components of travelling cab is a crane beam with telescopic arms and elektromagnets. Lifting gear contains asynchronous electric engine, brake, clutch and gearbox that rotates the driven shaft with a mounted rope drum. Thesis included design of elements of the rope system (rope, rope drum, rollers), chain system and designs for lifting and running gear (engine, gearbox, clutch, brake). The work also contains some strength calculations. The drawing is a part of thesis.

1 Obsah

2	Seznam použitých značek a symbolů	- 6 -
3	Úvod	- 9 -
4	Rozdělení jeřábů	- 10 -
5	Mostové jeřáby	- 13 -
5.1	Rozdělení mostových jeřábů	- 13 -
6	Mostový jeřáb J24 a jeho současný stav	- 14 -
6.1	Provoz jeřábu	- 17 -
6.2	Posouzení stávající OK kočky	- 18 -
6.3	Řešení nové kočky	- 18 -
7	Zařazení jeřábu do skupiny	- 19 -
8	Návrh lanového systému	- 21 -
8.1	Návrh lana podle ČSN 27 0100	- 22 -
8.2	Návrh minimálního průměru lana podle ČSN ISO 4308 - 1	- 23 -
8.3	Kontrola zvoleného lana podle ČSN 27 0100	- 24 -
8.4	Návrh bubnu a kladky podle ČSN 27 1820	- 24 -
9	Návrh řetězového převodu	- 28 -
9.1	Volba tažného prvku	- 30 -
10	Návrh pohonu zvedacího ústrojí	- 31 -
10.1	Návrh motoru	- 31 -
10.2	Návrh převodovky	- 33 -
10.3	Upravené parametry pohonu zvedacího ústrojí	- 35 -
10.4	Kontrola motoru na momentovou přetížitelnost	- 36 -
10.5	Kontrola převodovky	- 38 -
10.6	Kontrola brzdného momentu brzdy	- 39 -
10.7	Volba brzdy	- 41 -
10.8	Návrh měniče frekvence	- 43 -
10.9	Návrh spojky	- 44 -
11	Traverza s elektromagnety	- 47 -
12	Návrh a kontrola hřídele převodovky	- 49 -
12.1	Vyšetření průběhu normálových a posouvajících sil a ohybových momentů ..	- 49 -
12.2	Návrh minimálního průměru	- 52 -

12.3	Stanovení únavového napětí	- 52 -
13	Návrh a kontrola ložiska	- 57 -
13.1	Zatížení ložiska	- 57 -
13.2	Kontrolní výpočet ložiska	- 57 -
14	Návrh pohonu pojížděcího ústrojí.....	- 59 -
14.1	Návrh motoru	- 59 -
14.2	Návrh převodovky.....	- 61 -
14.3	Upravené parametry pohonu zvedacího ústrojí.....	- 63 -
14.4	Kontrola pojezdového motoru na momentovou přetížitelnost.....	- 64 -
14.5	Brzdění při pojezdu	- 66 -
14.6	Volba brzdy	- 68 -
14.7	Návrh měniče frekvence	- 68 -
15	Závěr	- 69 -
16	Seznam použité literatury	- 70 -
17	Přílohy.....	- 72 -

2 Seznam použitých značek a symbolů

a_B	Brzdné zrychlení	$[m/s^2]$
a_R	Zdvihové zrychlení	$[m/s^2]$
C	Součinitel výběru lana	$[-]$
D_B	Průměr bubnu	$[mm]$
D_K	Průměr kladky	$[mm]$
D_{S1}	Průměr výstupní hřídele elektromotoru	$[mm]$
D_{S2}	Průměr vstupní hřídele převodovky	$[mm]$
d_L	Průměr lana	$[mm]$
F_B	Provozní součinitel	$[-]$
F_F	Součinitel dynamického namáhání	$[-]$
F_{Ga}	Součinitel spolehlivosti převodovky	$[-]$
F_L	Zatížení svislého lana	$[N]$
f_S	Součinitel provozu převodovky	$[-]$
F_T	Teplotní součinitel	$[-]$
h	Výška zdvihu	$[m]$

i_K	Převod kladkostroje	[-]
i_P	Převodový poměr převodovky	[-]
J_{Br}	Setrvačný moment brzdy	[kgm ²]
J_M	Setrvačný moment motoru	[kgm ²]
J_S	Setrvačný moment spojky	[kgm ²]
k_B	Bezpečnost brzdy	[-]
k_D	Dynamický součinitel bezpečnosti	[-]
k_L	Součinitel bezpečnosti lana	[-]
k_S	Statický součinitel bezpečnosti	[-]
k_1	Součinitel minimální únosnosti lana	[-]
L_L	Délka navinutého lana	[m]
l_Z	Délka závitů lana na bubnu	[mm]
M_B	Moment na bubnu	[Nm]
M_{Br}	Moment brzdy	[Nm]
M_{BS}	Statický brzdňý moment	[Nm]
M_{BD}	Dynamický brzdňý moment	[Nm]
M_{BRZD}	Brzdňý moment	[Nm]
M_K	Krouticí moment	[Nm]
M_M	Jmenovitý moment elektromotoru	[Nm]
M_O	Ohybový moment	[Nm]
M_P	Moment na pomaluběžném hřídeli převodovky	[Nm]
M_Q	Statický moment břemena	[Nm]
M_{QB}	Statický moment při brzdění	[Nm]
M_{ROZB}	Rozběhový moment motoru	[Nm]
M_{SMAX}	Maximální zatížení spojky	[Nm]
M_{SPT}	Maximální přetížení spojky	[Nm]
M_{SW}	Zatížení způsobené dynamickým namáháním	[Nm]
M_S	Jmenovitý moment spojky	[Nm]
M_{ZP}	Setrvačný moment všech posuvných hmot	[Nm]
M_{ZR}	Setrvačný moment všech rotujících hmot	[Nm]
m_S	Hmotnost spojky	[kg]
m_Q	Hmotnost normovaného břemene	[kg]
m_G	Vlastní hmotnost částí zvedaných současně s břemenem	[kg]

n_B	Maximální otáčky bubnu	[ot/min]
n_{Br}	Maximální otáčky brzdy	[ot/min]
n_M	Jmenovité otáčky elektromotoru	[ot/min]
n_r	Počet pracovních dnů v roce	[-]
n_S	Maximální otáčky spojky	[ot/min]
n_{1L}	Počet nosných průřezů v jedné větvi lanového převodu	[-]
M_{QP}	Hmotnost průměrného břemene	[kg]
q_l	Poměrné zatížení	[-]
P_L	Jmenovitá únosnost lana	[N]
P_M	Jmenovitý výkon elektromotoru	[W]
P_P	Výkon přenášený převodovkou	[W]
P_0	Výkon na lanovém bubnu	[W]
R_L	Jmenovitá pevnost lana	[MPa]
s_B	Tloušťka bubnu	[mm]
$S_{\check{c}}$	Srovnávací číslo	[-]
T_r	Počet pracovních cyklů za rok	[-]
t_B	Doba brzdění	[s]
t_d	Celková pracovní doba jeřábu za den	[hod]
t_R	Doba rozběhu	[s]
t_S	Skutečně odpracovaný čas za den	[hod]
v_B	Zdvihová rychlost kočky	[m/min]
z_L	Počet větví lanového převodu	[-]
z_P	Součinitel bezpečnosti lana	[-]
α_B	Součinitel pro výpočet průměru bubnu	[-]
α_K	Součinitel pro výpočet průměru kladky	[-]
η_C	Celková účinnost zdvihu	[-]
η_L	Účinnost lanového převodu	[-]
η_P	Účinnost převodovky	[-]
η_1	Účinnost jedné kladky	[-]
ξ	Poměr momentu zvratu ku jmenovitému momentu motoru	[-]
χ	Součinitel středního spouštěcího momentu	[-]
τ_0	Časové využití jeřábu	[-]
ω_B	Úhlová rychlost kočky	[rad/s]

3 Úvod

V současné době zmítané následky ekonomické krize je pro efektivitu výroby důležitá rychlá a bezpečná doprava a manipulace s materiálem. Ať už při získávání materiálu, tak při úpravě a jeho vlastním zpracování. Pro potřeby výrobního procesu se dá doprava rozdělit na:

- dopravu dálkovou
- dopravu vnitropodnikovou

Doprava vnitropodniková se dá dále dělit na dopravu přepravující:

- kapalné látky (čerpadla)
- plynné látky (ventilátory, dmýchadla, kompresory, ...)
- tuhé látky (manipulátory, výtahy, dopravníky, jeřáby, ...)

Jeřáby jsou zdvihací zařízení, které slouží k vodorovné nebo svislé dopravě břemen, k jejich zvedání, spouštění nebo držení břemen ve výšce. Veškerá doprava je zajištěna pouze ve vymezeném manipulačním prostoru jeřábu.

Jeřáb je složen z ocelové konstrukce a z mechanismů jeřábu. Ocelová konstrukce je nejčastěji navrhována jako příhradová konstrukce (svařovaná nebo nýťovaná) a je tvořena normalizovanými válcovanými profily. Kvůli snaze o co nejmenší hmotnost bývají ocelové konstrukce často ze slitin hliníku. Strojní zařízení obsahuje několik mechanismů, které zajišťují pojezd jeřábu nebo zdvihacího ústrojí.

Nejdůležitějšími požadavky kladenými na jeřáby jsou poměr dopravního výkonu vzhledem k celkové hmotnosti, jednoduchost, nízké náklady, spolehlivost, bezpečný provoz. V poslední době se také začíná klást důraz na ekologický provoz. [1]

4 Rozdělení jeřábů

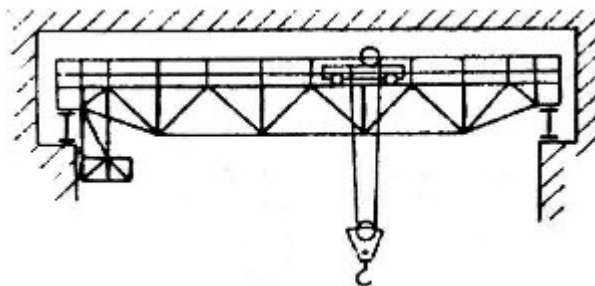
Rozdělení jeřábů podle ČSN ISO 4306 - 1 [2]

Klasifikace jeřábů podle konstrukce

Jeřáby se dělí především podle druhu nosné konstrukce. Udává se i tvar ocelové konstrukce (příhradová konstrukce, konstrukce z plnostěnných profilů nebo jejich kombinace).

- Mostový jeřáb

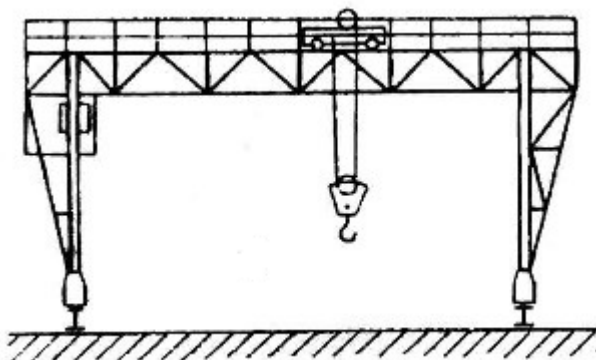
Jeřábový most pojíždí přímo po jeřábové dráze (Obr. 1)



Obrázek 1: Mostový jeřáb

- Portálový jeřáb

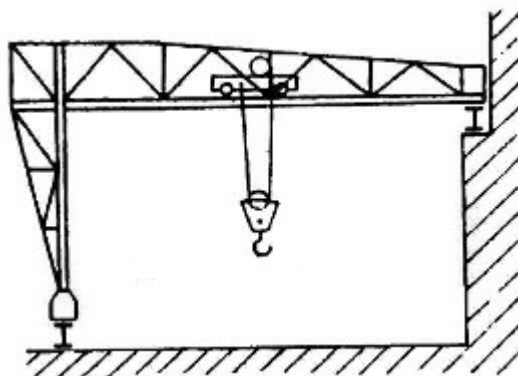
Jeřábový most pojíždí po jeřábové dráze prostřednictvím podpěr (Obr. 2)



Obrázek 2: Portálový jeřáb

- Poloportálový jeřáb

Jeřábový most je na jedné straně položen na jeřábové dráze a na druhé straně je podepřen (Obr. 3)



Obrázek 3: poloportálový jeřáb

- Sloupový a věžový jeřáb
- Konzolový jeřáb
- Silniční a kolejový jeřáb
- Plovoucí jeřáb

Klasifikace jeřábů podle prostředku pro uchopení břemene

- | | |
|-----------------------------|---------------------------|
| – Jeřáb s hákem | – Mostový stohovací jeřáb |
| – Drapákový jeřáb | – Slévárenský jeřáb |
| – Magnetový jeřáb | – Sázečí jeřáb |
| – Korýtko - magnetový jeřáb | – Kovací jeřáb |
| – Korýtko - drapákový jeřáb | – Stripovací jeřáb |
| – Korýtko - zavážecí jeřáb | – Hlubinný jeřáb |

Klasifikace jeřábů podle možnosti pojezdu

- | | |
|---------------------|-------------------|
| – Stacionární jeřáb | – Pojízdný jeřáb |
| – Šplhací jeřáb | – Samohybný jeřáb |

- Přemístitelný jeřáb
- Radiální jeřáb
- Přívěsný jeřáb

Klasifikace jeřábů podle druhu pohonu

- Ruční jeřáb
- Elektrický jeřáb
- Hydraulický jeřáb

Klasifikace jeřábů podle stupně natočení

- Otočný jeřáb
- Plně otočný jeřáb
- Částečně otočný jeřáb
- Neotočný jeřáb

Klasifikace jeřábů podle způsobu osazení

- Podpěrný jeřáb
- Podvěsný jeřáb

5 Mostové jeřáby

Jedná se o nejčastěji používaný typ jeřábu ve výrobních halách, skladištích, skládkách a montážních dílnách. Jeřábová dráha je umístěna nad podlahou a provoz mostového jeřábu nevadí běžnému provozu v hale, nebo venkovním prostoru. Další výhodou tohoto typu jeřábu je velký manipulační prostor.

Mostový jeřáb je složen z pojezdového mostu, jeřábové dráhy, kočky, pojízďacího ústrojí mostu, kabiny pro jeřábníka, průchozí lávky a trolejového vedení. Jeřábová kočka je vybavena hlavním zdvihadlím ústrojím a někdy také pomocným zdvihadlím ústrojím. Mezi základní konstrukční parametry jeřábové kočky patří především nosnost a dále rozchod kol, rozvor kol, typ pohonu a zdvihací prostředek (lano, řetěz) [3].

5.1 Rozdělení mostových jeřábů

Rozdělení mostových jeřábů podle ČSN 27 0005. [4]

- Jedno nosníkové jeřáby
- Dvou nosníkové jeřáby
- Mostové jeřáby s příhradovou konstrukcí
- Mostové jeřáby se skříňovým nosníkem
- Mostové jeřáby s plnostěnným nosníkem

6 Mostový jeřáb J24 a jeho současný stav

Zadaná jeřábová kočka je nosným zařízením stávajícího mostového jeřábu J24 (Obr. 4, 5) ve Válcovně profilů podniku EVRAZ VÍTKOVICE STEEL, a.s. Jeřáb se používá k manipulaci s profilovými nosníky a štětovnicemi.



Obrázek 4: Stávající mostový jeřáb J24



Obrázek 5: Stávající mostový jeřáb J24

Jeřáb je složen z jeřábového mostu pojezdčího po dvou větvích jeřábové dráhy a jeřábové kočky vybavené zdvihem a pojezdem. Jeřábový most je příhradové konstrukce z válcovaných profilů a plechů o jakosti odpovídající zhruba oceli 11 373. Je tvořen dvěma hlavními a dvěma vedlejšími nosníky, které jsou svými konci uloženy na příčnicích. Na horních pásnicích hlavních nosníků jsou uchyceny kolejnice, tvořící pojezdnou dráhu pro jeřábovou kočku. Mezi hlavními a vedlejšími nosníky jsou v jejich horní a spodní úrovni vytvořeny lávky se zábradlím. Jedna spodní lávka slouží pro mechanismus pojezdu jeřábu a pro vstup obsluhy do jeřábové kabiny. Na druhé spodní lávce je umístěna elektrovýzbroj

jeřábu. Jedna horní lávka slouží pro vstup na jeřábovou kočku a na druhé je umístěna příčná kabelová trolej. Kabina jeřábníka je uchycena pevně na věži jeřábové kočky.

Jeřábová kočka má rám nýťovaný z válcovaných profilů, na němž jsou uloženy zdvihový a pojezdový mechanismus a zavěšena pevná věž vedení traverzy. Zdvihové ústrojí tvoří asynchronní elektromotor, čepové spojky s brzdovým kotoučem, svislé převodovky, pevných čepových spojek a dvojicí řetězových pastorků na nichž jsou vedeny poháněné Gallovy řetězy (Obr. 6). Brzda zdvihu je automatická, dvoučelist'ová s elektrohydraulickým odbrzd'ovačem. Rotační koncový vypínač vypíná horní polohu traverzy. Traverza je zavěšena na dvou větvích Gallova řetězu s roztečí $t = 90$ mm pomocí seřizovacích závěsů s možností délkové regulace. Je opatřena středním otočným hákem, čtyřmi dvojháky a vodícím rámem, který se zasouvá do pevné vodící věže.



Obrázek 6: Pohon zdvihu stávající kočky

Pojezd kočky je tvořen centrálním asynchronním elektromotorem, čepovou spojkou s brzdovým kotoučem, ozubeným soukolím a pojezdovými koly, kluzně uloženými v rámu kočky (Obr. 7). Brzda pojezdu je automatická, dvoučelist'ová. Krajní polohy pojezdu kočky jsou jištěny pákovými koncovými vypínači s pryžovými nárazníky.



Obrázek 7: Stávající pohon pojezdu kočky

6.1 Provoz jeřábu

Mostový jeřáb J24 se bude využívat k manipulaci s válcovanými profily a štetovnicemi na nosníkovém nádvoří fy EVRAZ VÍTKOVICE STEEL, a. s. Maximální hmotnost manipulovaného břemene je 6500 kg. Podle předpokladu bude polovinu pracovní doby jeřáb pracovat se jmenovitým břemenem, další polovinu pracovní doby s břemenem polovičním.

6.2 Posouzení stávající OK kočky

Jeřáb, vyrobený v Rakousku firmou Simmering a uvedený do provozu v roce 1912 je provozován bez větších oprav OK mostu téměř 100 let ve venkovním prostředí nosníkového nádvoří.

Ocelová konstrukce kočky je tvořena rámem kočky, vedením traverzy a traverzou. Rám kočky je celosvařený z válcovaných profilů a plechů v jeden tuhý celek. Na horní části rámu jsou stoličky pro umístění zdvihového a pojezdového ústrojí. V příčnicích rámu jsou vytvořena uložení pro umístění pojezdových kol kočky. Zakrytí kočky proti povětrnostním podmínkám je provedeno z profilů a plechů do výše, umožňující pohyb osob. Nástup na kočku je umožněn z horní průchozí lávky otvorem v zaplechování kočky. Součástí rámu kočky jsou úchyty pro kotvení pohonných jednotek. Vedení traverzy nemá nosnou funkci a slouží pouze k vedení traverzy. Traverza má nosnost 6500 kg, je osazená typizovanými háky s výsuvnými rameny pro zvětšení vázacího dosahu. Těleso traverzy je svařovaný truhlík skříňového průřezu, který má uložení pro výsuvné nástavce a konzoly pro zavěšení Galova řetězu.

Po provedení revizní kontroly ocelové konstrukce jeřábu (mostové dráhy, jeřábové dráhy, rámu kočky, traverzy a pevného vedení traverzy) podle ČSN EN 1090-1 [20] byla stávající OK kočky posouzena jako způsobilá k dalšímu provozování.

6.3 Řešení nové kočky

Ocelová konstrukce stávající kočky bude zachována a navržen bude nový tažný prvek, zdvihací ústrojí a pojezdové ústrojí. Centrální pohonná jednotka současného pojezdu bude nahrazena samostatným motorem dvou pojezdových kol.

7 Zařazení jeřábu do skupiny

Zařazení jeřábu do skupiny vychází z normy ČSN 27 0101 [15]. Podle této normy se jeřáby dělí do 4 skupin:

- Jeřáby pro lehký provoz
- Jeřáby pro střední provoz
- Jeřáby pro těžký provoz
- Jeřáby pro velmi těžký provoz

Tabulka 1: Mezní hodnoty provozních součinitelů [15]

Počet pracovních cyklů za rok T_r [-]	Srovn. číslo	Poměrné zatížení q_1 [%]	Srovn. číslo	Pracovní rychlosti [m/min]		Srovn. číslo
				c_z	v_p	
Do 20000	1	Do 30	1	Do 8	Do 50	1
20000 - 50000	2	30 - 60	2	8 - 25	50 - 100	2
Přes 50000	3	Přes 60	3	Přes 25	Přes 100	3
c_z Zdvíhací rychlost hlavního zdvihu						
v_p Pojížděcí rychlost jeřábu, kočky nebo otáčecí obvodová rychlost břemena						

Počet pracovních cyklů za rok

$$T_r = n_r \cdot t_d \cdot \tau_0 \cdot T_h$$

$$T_r = 355 \cdot 24 \cdot 0,833 \cdot 7$$

$$T_r = 4,97 \cdot 10^4$$

(1)

Podle (Tab. 1) je srovnávací číslo $S_{\epsilon 1} = 2$

kde: n_r Počet pracovních dnů v roce

t_d Celková pracovní doba jeřábu za den

t_s Skutečně odpracovaný čas za den

τ_0 Časové využití jeřábu

T_h Počet pracovních cyklů za hodinu

Časové využití jeřábu

$$\tau_0 = \frac{t_s}{t_d} \quad (2)$$

$$\tau_0 = \frac{20}{24}$$

$$\tau_0 = 0,833$$

Poměrné zatížení

$$q_1 = \frac{m_{QP}}{m_Q} \cdot 100$$

$$q_1 = \frac{4000}{6500} \cdot 100 \quad (3)$$

$$q_1 = 62 \%$$

Podle (Tab. 1) je srovnávací číslo $S_{\varepsilon 2} = 3$

kde: m_{QP} Hmotnost průměrného břemene

m_Q Hmotnost normovaného břemene

Pracovní rychlosti

Pro zadané pracovní rychlosti:

- Maximální zdvihová rychlost kočky = 12 m/min
- Maximální pojezdová rychlost kočky = 45 m/min

je podle (Tab. 1) srovnávací číslo $S_{\varepsilon 3} = 2$

Součet srovnávacích čísel

$$S_{\varepsilon} = S_{\varepsilon 1} + S_{\varepsilon 2} + S_{\varepsilon 3}$$

$$S_{\varepsilon} = 2 + 3 + 2 \quad (4)$$

$$S_{\varepsilon} = 7$$

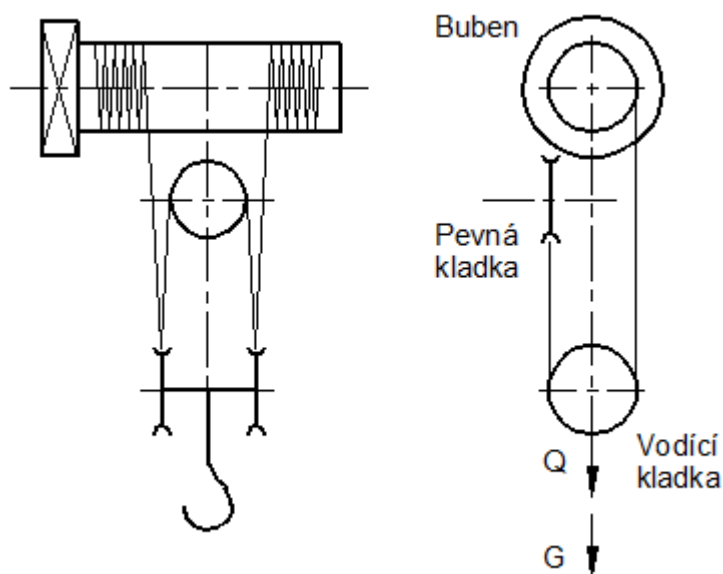
Tabulka 2: Zařazení jeřábu do skupiny [15]

Součet srovnávacích čísel	Skupina jeřábů	Provoz
3 a 4	I	Lehký
5 a 6	II	Střední
7 a 8	III	Těžký
9	IV	Velmi těžký

Podle (Tab. 2) patří zadaný jeřáb do skupiny jeřábů III - Jeřáby pro těžký provoz.

8 Návrh lanového systému

Z lanového bubnu se zdvojeně odvíjí jedno lano uchycené na bubnu pomocí lanových příložek. Lano je vedeno přes kladnici se dvěma vodícími kladkami a přes jednu pevnou kladku uloženou na rámu kočky (Obr. 8). Z převodové skříně zvedacího pohonu jsou vyvedeny dva hnané hřídele a na obou je nasazen jeden lanový buben.



Obrázek 8: Schéma lanového systému

8.1 Návrh lana podle ČSN 27 0100

Účinnost lanového převodu

Účinnost lanového převodu se určí ze vztahu:

$$\eta_L = \eta_1 \cdot \frac{1 - \eta_1^{i_K}}{i_K \cdot (1 - \eta_1)} \quad (5)$$

$$\eta_L = 0,96 \cdot \frac{1 - 0,96^2}{2 \cdot (1 - 0,96)}$$

$$\eta_L = 0,941$$

kde: i_K převod kladkostroje [5]

η_1 účinnost jedné kladky [6]

Zatížení svislého lana

Zatížení svislého lana se určí ze vztahu:

$$F_L = \frac{(m_Q + m_G)/2}{z_L \cdot n_{1L}} \cdot \frac{g}{\eta_L} \quad (6)$$

$$F_L = \frac{(6500 + 2600)/2}{2 \cdot 4} \cdot \frac{9,81}{0,941}$$

$$F_L = 5929,3 \text{ N}$$

kde: z_L počet větví lanového převodu (prakticky roven počtu navíjených konců lana)

n_{1L} počet nosných průřezů v jedné větvi lanového převodu

m_Q hmotnost normovaného břemene

m_G vlastní hmotnost částí zvedaných současně s břemenem

Podle ČSN EN 14 492 - 2 se síly vzniklé odklonem lana od bubnu a kladek nemusí zohledňovat, pokud všechny úhly mezi jednotlivými lany a vertikálou jsou menší než 22,5° měřeno v nejvyšší poloze háku. Hmotnost lana se u zdvihů menších než 20 m neuvažuje [1].

8.2 Návrh minimálního průměru lana podle ČSN ISO 4308 - 1

Součinitel výběru lana

$$C = \sqrt{\frac{z_p}{k_1 \cdot R_L}} \quad (7)$$

$$C = \sqrt{\frac{4,5}{0,293 \cdot 1960}}$$

$$C = 0,089$$

kde: z_p součinitel bezp. lana [7]

k_1 součinitel minimální únosnosti lana [8]

R_L jmenovitá pevnost lana [8]

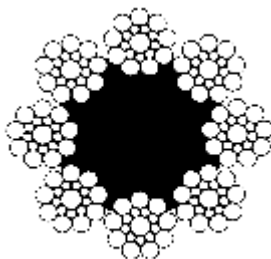
Výpočet minimálního průměru lana a volba lana

$$d_{Lmin} = C \cdot \sqrt{F_L}$$

$$d_{Lmin} = 0,089 \cdot \sqrt{5929,3} \quad (8)$$

$$d_{Lmin} = 6,85 \text{ mm}$$

Jmenovitý průměr lana musí být v rozsahu $d_{Lmin} \div 1,25 d_{Lmin}$. Na základě výpočtu (8) volím ocelové lano 8x19S firmy Drumet s.r.o. o průměru $d_L = 8 \text{ mm}$ [8]. Jedná se o osmi pramenné lano (Obr. 9) s konstrukcí 1+9+9. Lano má textilní duši. Je ohebné a má dobrou odolnost vůči otěru.



Obrázek 9: Lano 8x19S

Parametry zvoleného lana:

Průměr lana	$d_L = 8 \text{ mm}$
Jmenovitá únosnost lana	$P_L = 36750 \text{ N}$
Jmenovitá pevnost lana	$R_L = 1960 \text{ MPa}$

8.3 Kontrola zvoleného lana podle ČSN 27 0100

Vypočtené zatížení svislého lana nesmí přesáhnout hodnotu jmenovité únosnosti lana [6]:

$$F_{Ldov} = \frac{P_L}{k_L} \geq F_L$$
$$F_{Ldov} = \frac{36750}{5,6} \tag{9}$$

$$F_{Ldov} = 6562,5 \text{ N}$$

$$F_{Ldov} = 6562,5 > F_L = 5929,3 \text{ N} \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

kde:

k_L součinitel bezpečnosti lana [6]

8.4 Návrh bubnu a kladky podle ČSN 27 1820

Nejmenší základní průměr D lanové kladky nebo bubnu se vypočítá z rovnice $D = D_L \cdot \alpha$ - [9]. Zvětšení průměru D_K nebo D_B nad vypočtenou hodnotu zvyšuje životnost lana.

Průměr kladky a rozměr drážky kladky

$$D_K' = d_L \cdot \alpha_K$$
$$D_K' = 8 \cdot 26 \tag{10}$$
$$D_K' = 208 \text{ mm}$$

kde: α_K součinitel pro výpočet průměru kladky [9]

Hodnota součinitele α je zvětšená o 2, protože lano přebíhá přes více než dvě kladky a o další 2, protože je použito lano s pevností větší než 1800 MPa. Průměr D_K' je vypočten v ose lana navinutého na kladku (Obr. 10). Pro správné určení minimálního průměru kladky je nutno odečíst průměr lana.

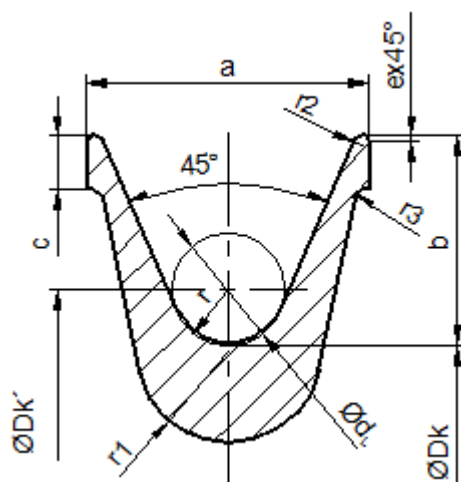
$$D_K = D_K' - d_L$$

$$D_K = 208 - 8$$

(11)

$$D_K = 200 \text{ mm}$$

Podle ČSN 27 1820 volím jmenovitý průměr kladky $D_K = 250 \text{ mm}$.



$$d_L = 8 \text{ mm}$$

$$r = 5 \text{ mm}$$

$$a = 28 \text{ mm}$$

$$b = 18 \text{ mm}$$

$$c = 6 \text{ mm}$$

$$e = 0,5 \text{ mm}$$

$$r_1 = 10 \text{ mm}$$

$$r_2 = 2,5 \text{ mm}$$

$$r_3 = 1,5 \text{ mm}$$

Obrázek 10: Drážka kladky

Při úhlu rozevření $\beta = 45^\circ$ může být nabíhající lano odkloněno od roviny kladky max. 6° . Při větších odklonech je nutno β volit větší, aby se lano netřelo o boky věnce.

Průměr bubnu a rozměr drážky bubnu

$$D_B = d_L \cdot \alpha_B$$

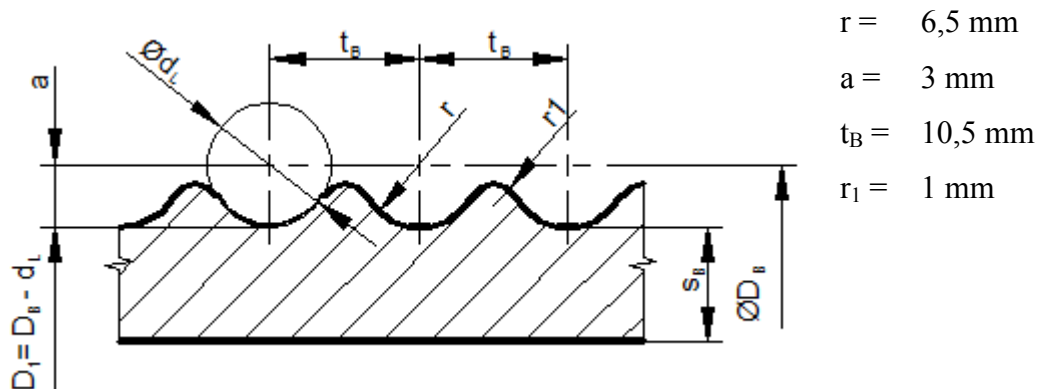
$$D_B = 8 \cdot 24$$

(12)

$$D_B = 192 \text{ mm}$$

kde: α_B součinitel pro výpočet průměru bubnu [9]

Podle ČSN 27 1820 volím jmenovitý průměr bubnu $D_B = 200$ mm.



Obrázek 11: Drážka bubnu

Vztah pro předběžný výpočet tloušťky bubnu s_B [1]:

$$\begin{aligned}
 s_B &= 0,8 \cdot d_L \\
 s_B &= 0,8 \cdot 8 \\
 s_B &= 6,4 \text{ mm}
 \end{aligned}
 \tag{13}$$

Délka navinutého lana

Délka navinutého lana se určí ze vztahu [1]:

$$\begin{aligned}
 L_L &= i_K \cdot h \\
 L_L &= 2 \cdot 5,4 \\
 L_L &= 10,8 \text{ m}
 \end{aligned}
 \tag{14}$$

kde: h Výška zdvihu

i_K Převod kladkostroje [5]

Počet závitů lana, který je na bubnu

Počet závitů lana, který je na bubnu se určí ze vztahu [1]:

$$\begin{aligned}z_L &= \frac{L_L}{\pi \cdot D_B} + (2 \div 3) \\z_L &= \frac{10,8}{\pi \cdot 0,200} + 3 \\z_L &= 20,2 \cong 21 \text{ závitů}\end{aligned}\tag{15}$$

Délka závitů lana na bubnu

Délka závitů lana na bubnu se určí ze vztahu [1]:

$$\begin{aligned}l_Z &= z_L \cdot t_B \\l_Z &= 8 \cdot 10,5 \\l_Z &= 84 \text{ mm}\end{aligned}\tag{16}$$

kde: t_B Rozteč závitů na bubnu

9 Návrh řetězového převodu

V této práci jsou na požadavek fy EVRAZ VÍTKOVICE STEEL, a.s. navrženy dva tažné elementy.

Zatížení jedné větve řetězu

Převod bude tvořen dvěma větvemi Gallových řetězů. Svařované řetězy se ve spojení s motorickým pohonem nepoužívají, protože jsou velmi citlivé k rázům. Výpočet bude proveden podle [1].

$$F_R = \frac{m_Q + m_G + m_R}{2} \cdot \psi \cdot g$$
$$F_R = \frac{6500 + 2600 + 800}{2} \cdot 1,2 \cdot g \quad (17)$$
$$F_R = 58271,4 \text{ N}$$

kde: m_G Hmotnost částí zvedaných současně s břemenem

m_R Hmotnost Gallových řetězů

m_Q Hmotnost jmenovitého břemene

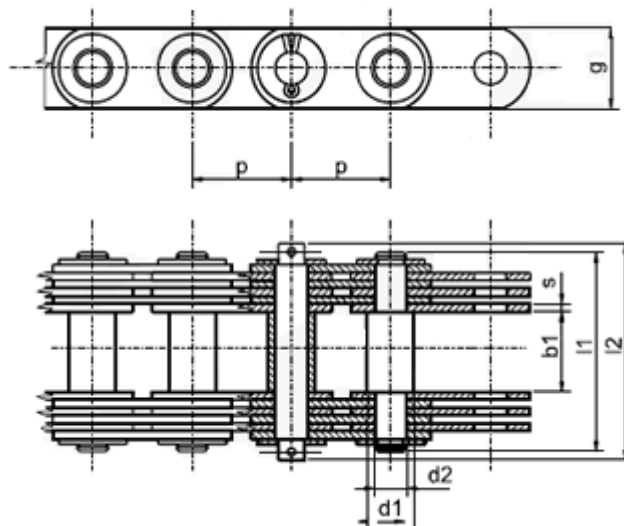
ψ Součinitel dynamických rázů [1]

Požadovaná pevnost nosného řetězu

$$F_{DR} = F_R \cdot k_R$$
$$F_{DR} = 58271,4 \cdot 13,5 \quad (18)$$
$$F_{DR} = 786664 \text{ N}$$

kde: k_R součinitel bezpečnosti pro výpočet kloubového řetězu [18]

Podle vypočteného dovoleného namáhání volím Gallův řetěz DG 100 (Obr. 12) s roztečí článků řetězu $p = 100 \text{ mm}$ (Tab. 3)



Obrázek 12: Rozměry Gallova řetězu

Tabulka 3: Rozměry Gallova řetězu

p	b ₁	d ₁	d ₂	g	s	l ₁	l ₂	Počet lamel	F _B min	Q
-	min	h10	h9	max	-	max	max		[kN]	-
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]			[kg/m]
100,0	80,0	45,0	40,0	80,0	7,0	224,0	239,0	10	1000	76,6

Pevnost zvoleného řetězu $F_B = 1000 \text{ kN} > F_{DR} = 787 \text{ kN}$. Zvolený řetěz vyhovuje.

Rozměry kladky řetězového kola

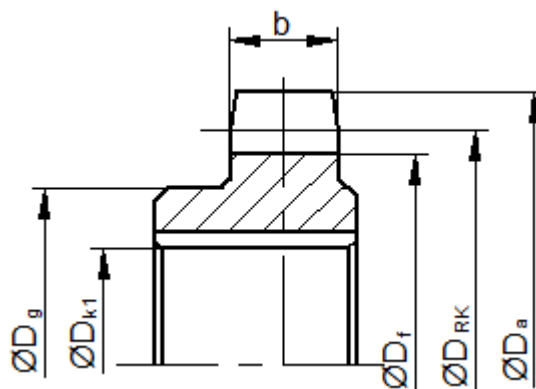
Pokud má řetěz 8 až 10 lamel, pak se doporučuje nejmenší počet zubů $z_R = i + 2$ [1], kde i je počet lamel (Tab. 3). Počet zubů řetězového kola z_R volím 12.

Roztečný průměr kladky:

$$D_{RK} = \frac{p}{\sin \frac{180}{z_R}}$$

$$D_{RK} = \frac{100}{\sin \frac{180}{12}} \quad (19)$$

$$D_{RK} = 323,6 \text{ mm}$$



Obrázek 13: Řetězové kolo

Tabulka 4: Rozměry řetězového kola (uvedené rozměry v [mm])

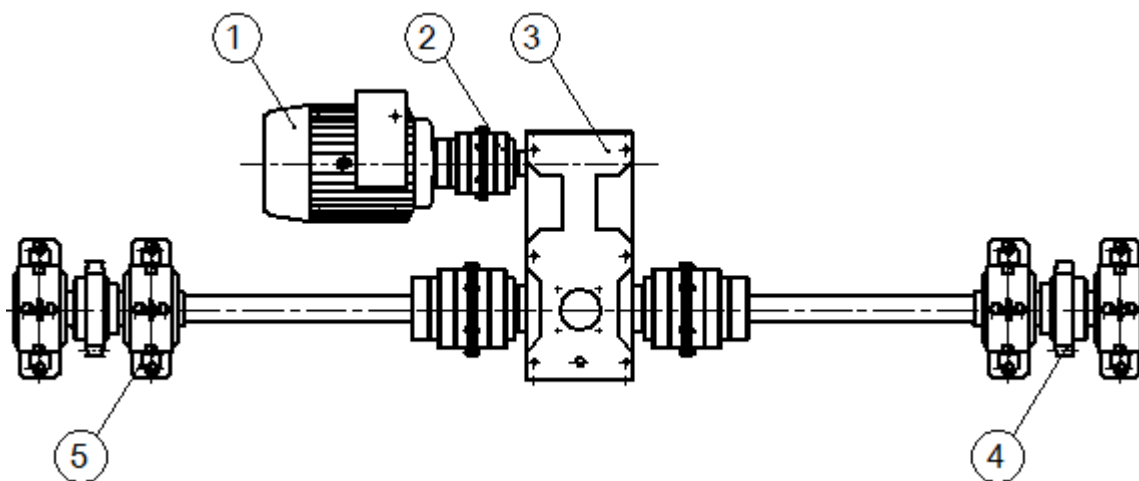
d	D _a	r	D _g	D _f	b	D _{k1}	l
45,0	377,6	23,85	243,8	278,6	74,4	160,0	140,0

9.1 Volba tažného prvku

Jako tažný prvek jeřábu jeřábové kočky pro jeřáb J24 volím řetěz. Je jednodušší na údržbu a odolnější vůči nečistotám.

10 Návrh pohonu zvedacího ústrojí

Zvedací ústrojí je tvořeno asynchronním elektromotorem, převodovkou, zubovou spojkou a brzdou (Obr. 14), která je součástí elektromotoru. Brzda bude využívána především jako parkovací. Změnu rychlosti zdvihu bude zajišťovat frekvenční měnič. Součástí ústrojí je vřetenový snímač se čtyřmi kontakty. Dva kontakty fungují jako pracovní koncové vypínání horní i spodní polohy. Další dva mají tutéž funkci, ale slouží pro havarijný stav.



Obrázek 14 Zdvihací ústrojí:

1 - Elektromotor, 2 - spojka, 3 - převodová skříň, 4 - řetězové kolo, 5 - ložisková tělesa

10.1 Návrh motoru

Moment na řetězovém kole

$$M_{RK} = 2 \cdot F_R \cdot \frac{D_{RK}}{2}$$

$$M_{RK} = 2 \cdot 58271,4 \cdot \frac{0,3236}{2} \quad (20)$$

$$M_{RK} = 18856,6 \text{ Nm}$$

Otáčky řetězového kola

$$\begin{aligned}
 v_B &= \omega_{RK} \cdot \frac{D_{RK}}{2} = 2 \cdot \pi \cdot n_{RK} \cdot \frac{D_{RK}}{2} = \\
 &> n_{RK} = \frac{v_B}{\pi \cdot D_{RK}} \\
 n_{RK} &= \frac{v_B}{\pi \cdot D_{RK}} \\
 n_{RK} &= \frac{0,2}{\pi \cdot 0,3236} \\
 n_{RK} &= 0,197 \cdot \text{sec}^{-1}
 \end{aligned} \tag{21}$$

kde: v_B Maximální zdvihová rychlost kočky

ω_{RK} Úhlová rychlost řetězového kola

n_{RK} Maximální otáčky řetězového kola

Předběžný výkon motoru

$$\begin{aligned}
 P_0 &= \frac{M_{RK} \cdot \omega_{RK}}{\mu_{RK} \cdot \mu_p'} = \frac{M_{RK} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{RK}}{\mu_{RK} \cdot \mu_p'} \\
 P_0 &= \frac{18857 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,197}{0,94 \cdot 0,98} \\
 P_0 &= 25338 \text{ W} = 25,4 \text{ kW}
 \end{aligned} \tag{22}$$

kde: η_{RK} Účinnost kladky pro Gallův řetěz [1]

η_p' Předběžná účinnost převodovky [1]

Volba motoru

Volím asynchronní trojfázový osmipólový elektromotor 1LG4 253 - 8AB10 H64 + G17 [13] s rotorem nakrátko, 50 Hz. Motor je dodán s impulsním snímačem otáček 1XP8 001 - 1, brzdou a chlazením.

Parametry elektromotoru [13]:

Jmenovitý výkon	$P_M = 30 \text{ kW}$
Jmenovité otáčky	$n_M = 730 \text{ ot/min}$
Účinnost při 100% výkonu	$\eta_{100} = 91,4 \%$
Účinnost při 75% výkonu	$\eta_{75} = 92,2 \%$
Jmenovitý proud při 400V	$I_M = 58 \text{ A}$
Jmenovitý moment	$M_M = 392 \text{ Nm}$
Moment setrvačnosti	$J_M = 0,837 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
Velikost	250 M

10.2 Návrh převodovky

Předběžný převodový poměr převodovky

$$i_p' = \frac{n_M}{n_{RK}}$$

$$i_p' = \frac{12,167}{0,197} \quad (23)$$

$$i_p' = 61,8$$

kde: n_M Jmenovité otáčky elektromotoru [13]

Převodovka bude volena z katalogu firmy S.T.M.S.p.a. Návrhový výpočet převodovky je proveden podle [14].

Předběžný výkon přenášený převodovkou

$$P_p' \geq P_0 \cdot \mu_p' \cdot f_s \cdot f_v \cdot f_{Ga}$$

$$P_p' \geq 25338 \cdot 0,98 \cdot 1,5 \cdot 1,12 \cdot 1 \quad (24)$$

$$P_p' \geq 41716,5 \text{ W}$$

kde: P_p Výkon přenášený převodovkou

f_s Součinitel provozu

f_v Součinitel vytížení

f_{Ga} Součinitel spolehlivosti

Předběžný moment na pomaluběžném hřídeli převodovky

$$M_{RK} \leq M_p' \cdot 2$$

$$M_p' \geq \frac{M_{RK}}{2} \quad (25)$$

$$M_p' \geq \frac{18857}{2}$$

$$M_p' \geq 9429 \text{ Nm}$$

Volba převodovky

Volím převodovku fy S.T.M.S.p.a. RXP3 - 814 [14].

Parametry převodovky [14]:

Převodový poměr převodovky	$i_p = 60,8$
Vstupní otáčky	$n_1 = 1000/\text{min}$
Výstupní otáčky	$n_2 = 16,4/\text{min}$
Výkon přenášený převodovkou	$P_p = 54 \text{ kW}$
Moment na pomaluběžném hřídeli	$M_{KP} = 29700 \text{ Nm}$
Maximální radiální zatížení na výstupním hřídeli	$F_{R1} = 58 \text{ kN}$
Maximální radiální zatížení na vstupním hřídeli	$F_{R2} = 13,8 \text{ kN}$

Moment setrvačnosti $J_P = 0,0107 \text{ kg/m}^2$

Účinnost převodovky $\eta_P = 0,94$

10.3 Upravené parametry pohonu zvedacího ústrojí

Skutečný výkon motoru

$$P_{SM} = \frac{P_0}{\eta_{RK} \cdot \eta_P}$$
$$P_{SM} = \frac{25338}{0,94 \cdot 0,94} \quad (26)$$
$$P_{SM} = 28676 \text{ W}$$
$$P_{SM} = 28676 \text{ W} < P_M = 30000 \text{ W} \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Skutečné otáčky řetězového kola

$$n_{RKS} = \frac{n_M}{i_P}$$
$$n_{RKS} = \frac{12,167}{60,8} \quad (27)$$
$$n_{RKS} = 0,2 \cdot \text{sec}^{-1}$$

Skutečný výkon na řetězovém kole

$$P_{0S} = M_{RK} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{RKS}$$
$$P_{0S} = 18857 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,2 \quad (28)$$
$$P_{0S} = 23696,4 \text{ W}$$

Moment na řetězovém kole redukováný na hřídel motoru

$$M_{RM} = \frac{M_{RK}}{i_P \cdot \eta_{RK} \cdot \eta_P}$$
$$M_{RM} = \frac{18857}{60,8 \cdot 0,94 \cdot 0,94} = 351 \text{ Nm} \quad (29)$$

Skutečný výkon redukováný na hřídel motoru

$$\begin{aligned}
 P_{RM} &= M_{RM} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_M \\
 P_{RM} &= 351 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 12,167 \\
 P_{RM} &= 26833,1 \text{ W}
 \end{aligned}
 \tag{30}$$

Skutečná zdvihová rychlost

$$\begin{aligned}
 v_{BS} &= 2 \cdot \pi \cdot n_{RKS} \cdot \frac{D_{RK}}{2} \\
 v_{BS} &= 2 \cdot \pi \cdot 0,2 \cdot \frac{0,3236}{2} \\
 v_{BS} &= 0,203 \text{ m/s}
 \end{aligned}
 \tag{31}$$

Podle [10] by se skutečná zdvihová rychlost neměla lišit od zadané o více než $\pm 6 \%$.

$$\begin{aligned}
 &\left(\frac{v_{BS}}{v_B} - 1 \right) \cdot 100 \\
 &\left(\frac{0,203}{0,2} - 1 \right) \cdot 100 \\
 &1,5\% < 6\% \Rightarrow \text{Vyhovuje}
 \end{aligned}
 \tag{32}$$

10.4 Kontrola motoru na momentovou přetížitelnost

Při uvedení břemena do zvedacího pohybu motor překonává pasivní odpory a momenty posuvných a rotujících hmot. Na tuto přetížitelnost se provádí kontrola podle [1].

Celková účinnost zdvihu

$$\begin{aligned}
 \eta_C &= \eta_{100} \cdot \eta_P \cdot \eta_{RK} \\
 \eta_C &= 0,914 \cdot 0,94 \cdot 0,94 \\
 \eta_C &= 0,81
 \end{aligned}
 \tag{33}$$

Statický moment břemena

$$M_Q = \frac{(m_Q + m_G) \cdot g \cdot D_{RK}}{2 \cdot i_P \cdot \eta_C}$$

$$M_Q = \frac{(6500 + 2600) \cdot g \cdot 0,3236}{2 \cdot 60,8 \cdot 0,81} \quad (34)$$

$$M_Q = 293,3 \text{ Nm}$$

Doba rozběhu

$$t_R = \frac{v_{BS}}{a_R}$$

$$t_R = \frac{0,203}{0,075} \quad (35)$$

$$t_R = 2,7 \text{ s}$$

kde: a_R Volím $0,075 \text{ m/s}^2$. Jedná se o zdvihové zrychlení a odpovídá dosažení plné rychlosti na dráze asi 150 mm.

Setrvačný moment všech posuvných hmotností

$$M_{ZP} = M_Q \cdot \frac{v_{BS}}{g \cdot t_R}$$

$$M_{ZP} = 293,3 \cdot \frac{0,203}{g \cdot 2,7} \quad (36)$$

$$M_{ZP} = 2,2 \text{ Nm}$$

Setrvačný moment všech rotujících hmotností

$$M = J \cdot \varepsilon = J \cdot \frac{\omega}{t} = J \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{t}$$

$$M_{ZR} = \alpha_S \cdot J_M \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_M}{t_R} \quad (37)$$

$$M_{ZR} = 1,4 \cdot 0,837 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 12,167}{2,7}$$

$$M_{ZR} = 33,1 \text{ Nm}$$

kde: α_s Koeficient zahrnující do výpočtu ostatní momenty setrvačnosti (brzda, buben. atd.) [11]

Rozběhový moment motoru

$$\begin{aligned} M_{\text{ROZB}} &= M_Q + M_{\text{ZP}} + M_{\text{ZR}} \\ M_{\text{ROZB}} &= 293,3 + 2,2 + 33,1 \\ M_{\text{ROZB}} &= 328,6 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (38)$$

Součinitel středního spouštěcího momentu

$$\begin{aligned} \chi &= \frac{\xi + 1,1}{2} \\ \chi &= \frac{2,6 + 1,1}{2} \\ \chi &= 1,85 \end{aligned} \quad (39)$$

kde: ξ Poměrný moment zvratu při přímém spouštění na síť v násobcích jmenovitého momentu [13]

Podmínka momentové přetížitelnosti

$$\begin{aligned} M_{\text{ROZB}} &< \chi \cdot M_M \\ M_{\text{ROZB}} &< 1,85 \cdot 392 \\ M_{\text{ROZB}} &= 328,6 \text{ Nm} < 725,2 \text{ Nm} \Rightarrow \text{Vyhovuje} \end{aligned} \quad (40)$$

kde: M_M Jmenovitý moment elektromotoru zdvihacího pohonu

10.5 Kontrola převodovky

Výstupní hřídel převodovky musí překonat pouze moment na řetězovém kole a pasivní odpor řetězového kola.

$$M_p \geq 2 \cdot F_R \cdot \frac{\frac{D_{RK}}{2}}{\eta_{RK}}$$

$$7000 \geq 2 \cdot 58271,4 \cdot \frac{\frac{0,3236}{2}}{0,94} \quad (41)$$

$$29700 \text{ Nm} \geq 20060,2 \text{ Nm} \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

10.6 Kontrola brzdného momentu brzdy

Při uvedení břemena do brzdného pohybu musí brzda překonat odpory dané setrvačnými momenty posuvných a rotujících hmot. Pasivní odpory brzdě naopak pomáhají [1].

Statický moment břemena při brzdění redukováný na hřídel brzdy

$$M_{QB} = \frac{(m_Q + m_G) \cdot g \cdot D_B \cdot \eta_c}{2 \cdot i_p}$$

$$M_{QB} = \frac{(6500 + 2600) \cdot g \cdot 0,3236 \cdot 0,81}{2 \cdot 60,8} \quad (42)$$

$$M_{QB} = 192,4 \text{ Nm}$$

Doba brzdění

$$t_B = \frac{v_{BS}}{a_B}$$

$$t_B = \frac{0,203}{0,075} \quad (43)$$

$$t_B = 2,7 \text{ s}$$

kde: a_B Volím $0,075 \text{ m/s}^2$. Jedná se o brzdné zrychlení a odpovídá zastavení z plné rychlosti na dráze asi 150 mm.

Setrvačný moment všech posuvných hmot při brzdění

$$M_{ZPB} = M_{QB} \cdot \frac{v_{BS}}{g \cdot t_B}$$

$$M_{ZPB} = 192,4 \cdot \frac{0,203}{g \cdot 2,7} \quad (44)$$

$$M_{ZPB} = 1,5 \text{ Nm}$$

Setrvačný moment všech rotujících hmot při brzdění

$$M = J \cdot \varepsilon = J \cdot \frac{\omega}{t} = J \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{t}$$

$$M_{ZRB} = \alpha_S \cdot J_M \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_M}{t_B} \quad (45)$$

$$M_{ZRB} = 1,4 \cdot 0,837 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 12,167}{2,7}$$

$$M_{ZRB} = 33,2 \text{ Nm}$$

kde: α_S Koeficient zahrnující do výpočtu ostatní momenty setrvačnosti (motor, buben. atd.) [11]

Brzdňý moment

$$M_{BRZD} = M_{QB} + M_{ZPB} + M_{ZRB}$$

$$M_{BRZD} = 192,4 + 1,5 + 33,2 \quad (46)$$

$$M_{BRZD} = 227,1 \text{ Nm}$$

Skutečný ubrzděný moment

$$M_{BRZD} \leq M_{QB} \cdot k_B$$

$$223 \leq 192,4 \cdot 1,75 \quad (47)$$

$$227,1 \text{ Nm} \leq 336,7 \text{ Nm} \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

kde: k_B Bezpečnost brzdy (závisí na zatřídění jeřábu do skupiny)

Statický moment brzdy

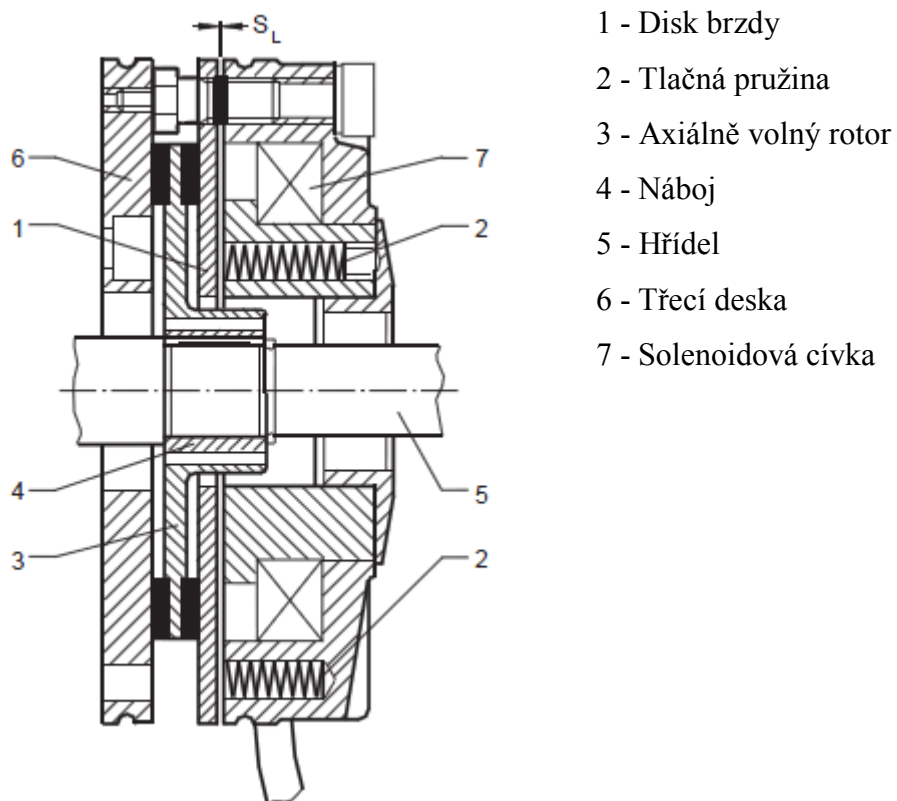
$$\begin{aligned}M_{BS} &\geq 2 \cdot M_{RM} \cdot \eta_C^2 \\M_{BS} &\geq 2 \cdot 351 \cdot 0,81^2 \\M_{BS} &\geq 460,6 \text{ Nm}\end{aligned}\tag{48}$$

Dynamický moment brzdy

$$\begin{aligned}M_{BD} &\geq 1,5 \cdot M_{RM} \cdot \eta_C^2 \\M_{BD} &\geq 1,5 \cdot 351 \cdot 0,81^2 \\M_{BD} &\geq 345,4 \text{ Nm}\end{aligned}\tag{49}$$

10.7 Volba brzdy

Brzdu obsahuje elektromotor v rámci objednané nástavby. Brzda je jednodisková se dvěma třecími plochami na rotoru brzdy. Brzdňý moment je dosahován třením třecích ploch rotoru brzdy proti třecí desce a disku brzdy. Potřebný tlak vyvozuje jedna nebo více tlačných pružin (Obr. 15). Brzda je uvolňována elektromagneticky připojením stejnosměrného napětí na cívku brzdy. Vzniklá magnetická síla táhne disk brzdy k ploše solenoidu, síla pružin je překonána a rotor brzdy je volný. Brzdu je tedy možné odbrzdit pouze tehdy, pokud jí prochází elektrický proud.



Obrázek 15: Konstrukce brzdy

Technické údaje brzdy KFB 63 [13]

Počet pólů	8
Brzdňý moment	$M_{Br} = 630 \text{ Nm}$
Maximální otáčky	$n_{Br} = 4700/\text{min}$
Moment setrvačnosti brzdy	$J_{Br} = 0,0175 \text{ kg/m}^2$
Doba spínání brzdy	$t_{SBr} = 110 \text{ ms}$
Doba uvolnění brzdy	$t_{UBr} = 340 \text{ ms}$

Skutečná doba brzdění při spouštění

$$t_{BS} = \alpha_S \cdot J_M \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_M}{M_{Br} - M_{QB}} \quad (50)$$
$$t_{BS} = 1,4 \cdot 0,837 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 12,167}{630 - 192,4}$$
$$t_{BS} = 0,20 \text{ s}$$

Skutečná doba brzdění při zvedání

$$t_{BZ} = \alpha_S \cdot J_M \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_M}{M_{Br} + M_{QB}} \quad (51)$$
$$t_{BZ} = 1,4 \cdot 0,837 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 12,167}{630 + 192,4}$$
$$t_{BZ} = 0,11 \text{ s}$$

10.8 Návrh měniče frekvence

Regulace otáček motoru bude prováděna pomocí měniče frekvence fy VONSCH s.r.o. [16] Typ měniče UNIFREM 400 045 (Tab. 5). Měnič byl navržen na základě vstupních parametrů (Obr. 16):

1. Výkon motora [kW] (pri viacmotorových sústavách udajte súčet výkonov)	<input type="text" value="30"/> [kW] kiloWatt
2. Napätie motora	<input type="text" value="400 ± 10 %"/> [V] Volt
3. Nominálny prúd motora (pri viacmotorových sústavách udajte súčet prúdov)	<input type="text" value="58"/> [A] Amper
4. Typ motora	<input type="text" value="Asynchrónny"/>
5. Účel nasadenia	<input type="text" value="Plynulá regulácia otáčok"/>
6. Zariadenie ktoré potrebujete ovládať	<input type="text" value="Žeriav - pojazd mostu/mačky"/>
7. Vzdialenosť menič-motor (pri viacmotorových sústavách udajte súčet dĺžok)	<input type="text" value="30"/> [m] metrov
8. Typ kábla	<input type="text" value="Tienený"/>
9. Aký typ ovládania požadujete	<input type="checkbox"/> Binárne <input type="checkbox"/> Potenciometrom <input type="checkbox"/> Počítačom - port RS485 alebo RS232 <input checked="" type="checkbox"/> Počítačom - cez ethernet <input type="checkbox"/> Profibus <input type="checkbox"/> Cez mobilnú sieť GSM
	<input type="button" value="Reset"/> <input type="button" value="Odoslať"/>

Obrázek 16: Vstupní parametry pro volbu frekvenčního měniče

Tabulka 5: Technické údaje měniče frekvence

Typ měniče	Lineární výkon motoru P_{nom} [kW]	Lineární nominální výstupní proud měniče I_{nO} [A]	Maximální výstupní proud měniče do 60 s [A]	Maximální výstupní proud měniče I_{nL2} [A]	Nominální vstupní proud I_{nIN} [A]
UNIFREM 400 045	37	76	114	152	88

10.9 Návrh spojky

Pro spojení převodovky a motoru volím spojku fy FLENDER. Návrh spojky proveden podle [17]:

Návrhový moment spojky

$$M_{IS} = 9550 \cdot \frac{P_M}{n_M}$$

$$M_{IS} = 9550 \cdot \frac{30}{730}$$

$$M_{IS} = 392,5 \text{ Nm}$$
(52)

Výpočtový moment spojky

$$M_S' \geq M_{IS} \cdot F_B \cdot F_T$$

$$M_S' \geq 392,5 \cdot 2,5 \cdot 1$$

$$M_S' = 981,3 \text{ Nm}$$

kde: M_{IS} Návrhový moment spojky

F_B Provozní součinitel [17]

F_T Teplotní součinitel [17]

(53)

Maximální zatížení spojky

$$M_{SMAX} = M_{SPT} \cdot F_T$$

$$M_{SMAX} = 1500 \cdot 1$$

$$M_{SMAX} = 1500 \text{ Nm}$$

kde: M_{SPT} Maximální přetížení spojky (voleno)

(54)

Zatížení způsobené dynamickým namáháním

$$M_{SW} \geq M_S' \cdot F_F \cdot \frac{1,5}{F_B - 1}$$

$$M_{SW} \geq 981,3 \cdot 1 \cdot \frac{1,5}{2,5 - 1}$$

$$M_{SW} = 981,3 \text{ Nm}$$
(55)

kde: F_F Součinitel dynamického namáhání

Volím spojku fy FLENDER typ ZAPEX ZWN obj. č. 2LC0300 - 0AA99 - 0AA0 L1F M1A (Obr. 17)

Technické parametry:

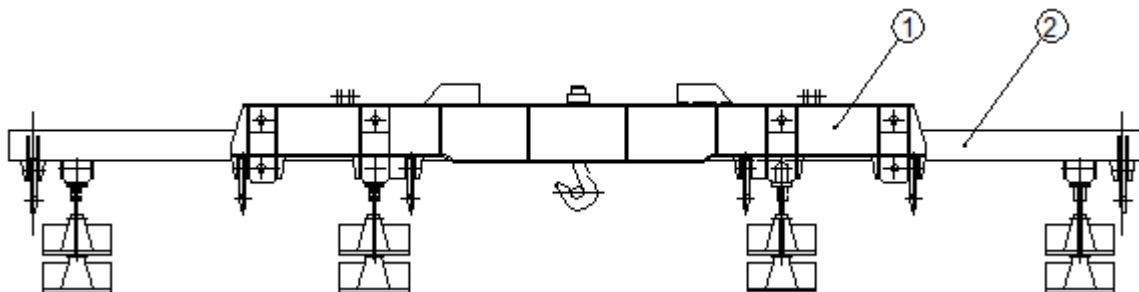
Jmenovitý moment spojky	$M_S = 1300 \text{ Nm}$
Maximální otáčky	$n_S = 9400 \text{ ot/min}$
Setrvačný moment	$J_S = 0,006 \text{ kgm}^2$
Hmotnost	$m_S = 6,2 \text{ kg}$
Otvor pro hřídel elektromotoru	$D_{S1} = 65 \text{ mm}$
Otvor pro hřídel převodovky	$D_{S2} = 45 \text{ mm}$



Obrázek 17: Zubová spojka typu ZAPEX ZW

11 Traverza s elektromagnety

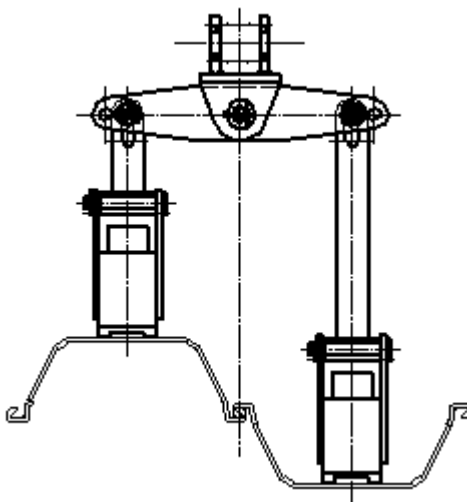
Traverza jejímž prostřednictvím jsou zvedána břemena je svařované konstrukce skříňového průřezu (Obr. 18), který má uložení pro výsuvné nástavce a konzoly pro zavěšení Galova řetězu. Podle 6.2 je OK současné traverzy způsobilá k dalšímu provozu.



Obrázek 18 Traverza jeřábu:

1 - pevná část traverzy, 2 - posuvná část

Je pouze doplněna vahadlovým systémem s permanentními elektromagnety (Obr. 19). Vahadlový systém, který umožňuje zdvihání spárovaných štětovnic je použit z důvodu urychlení dopravy. Přehled všech materiálů s kterými tento jeřáb může manipulovat je v příloze č. 6 1 - 12 - 06 - Přpravovaná produkce



Obrázek 19: Vahadlový systém

Nosným prvkem jeřábu jsou permanentní elektromagnety NEO - EP 1000 [27]. Jsou ovládány a řízeny proudovým impulsem, umožňují zdvih kruhového i plochého materiálu a nepotřebují údržbu. Protože se jedná o permanentní magnety není vyžadováno další jištění.

Technické údaje elektromagnetu NEO - EP 1000

Nosnost pro ploché materiály	1000 kg
Nosnost pro kruhový materiál	500 kg
Testovaná odtrhová síla	3100 kg
Délka x Šířka	445 x 125 mm
Hmotnost	72 kg

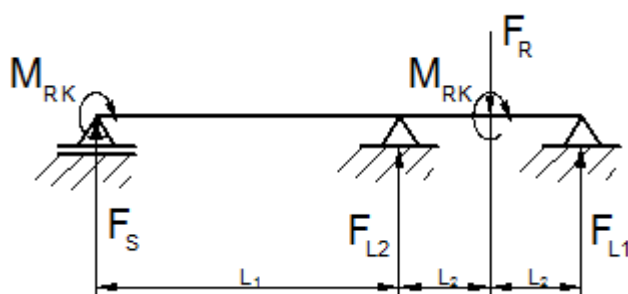
Na traverze bude celkem 8 elektromagnetů. 4 na pevné části a 4 na posuvných koncích pro zajištění většího vázacího rozsahu.

Nosnost a manipulační rozsah jeřábu

Nosnost jeřábu bez magnetů	6500 kg
Nosnost jeřábu s magnety	5924 kg
Základní vázací rozsah jeřábu	6100 mm
Rozšířený vázací rozsah jeřábu	8380 mm

12 Návrh a kontrola hřídele převodovky

V jednotlivých průřezech hřídele se vyskytují napětí ohybová a napětí smyková od kroucení. Hřídel je uložen ve dvou ložiskových domcích a s převodovkou je spojen pomocí spojky. Jedná se o staticky neurčitý nosník (Obr. 20). Hodnoty reakčních sil F_{L1} , F_{L2} , F_S jsou vypočteny pomocí softwaru ANSYS 14.



Obrázek 20: Zatěžovací podmínky hřídele převodovky

$$F_R = -58271,4 \text{ N}$$

$$L_1 = 1144 \text{ mm}$$

$$L_2 = 225 \text{ mm}$$

$$M_{RK} = 18856,6 \text{ Nm}$$

$$F_{L1} = 35959,6 \text{ N}$$

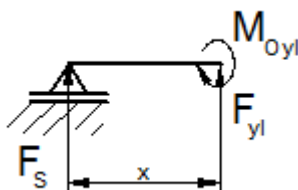
$$F_{L2} = 19627,6 \text{ N}$$

$$F_S = 2684,2 \text{ N}$$

12.1 Vyšetření průběhu normálových a posouvajících sil a ohybových momentů

Průběh posouvajících sil a ohybových momentů bude vyšetřen metodou řezu. V ose hřídele nepůsobí žádná axiální síla a normálové složky reakcí jsou rovny nule.

Řez I (Obr. 21): $x = \langle 0; 1,144 \rangle$



Obrázek 21: Průběh sil a momentů v řezu I

$$\sum T_y = 0: F_S + F_{yI} = 0$$

$$\sum M_{Oy} = 0: +F_S \cdot x + M_{OyI} = 0$$

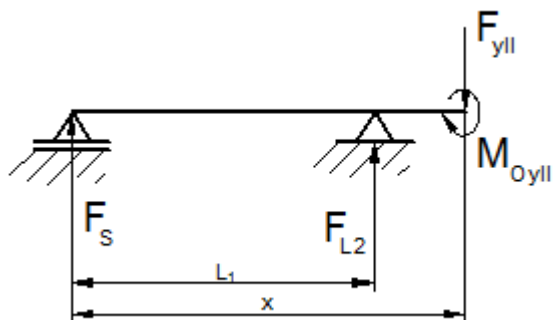
$$x_1 = 0: F_{yI} = -F_S = -2684,2 \text{ N}$$

(56)

$$M_{OyI} = -F_S \cdot x = -2684,2 \cdot 0 = 0 \text{ Nm}$$

$$x_1 = 1,144: M_{OyI} = -F_S \cdot x = -2684,2 \cdot 1,144 = -3070,7 \text{ Nm}$$

Řez II (Obr. 22): $x = (1,144; 1,369)$



Obrázek 22: Průběh sil a momentů v řezu II

$$\sum T_y = 0: F_S + F_{L2} - F_{yII} = 0$$

$$\sum M_{Oy} = 0: F_S \cdot x + F_{L2} \cdot (x - L_1) + M_{OyII} = 0$$

$$x_2 = 1,144: F_{yII} = -F_S - F_{L2} = -2684,2 - 19627,6 = -22311,8 \text{ N} \quad (57)$$

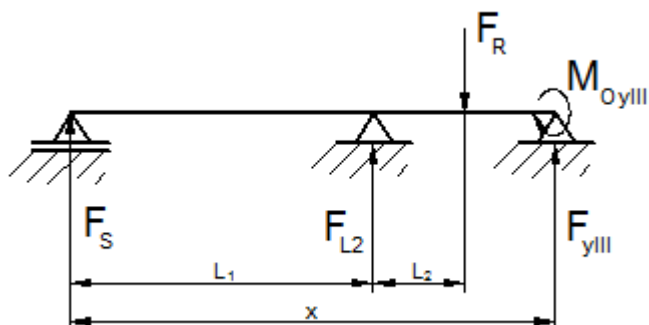
$$M_{OyII} = -F_S \cdot x - F_{L2} \cdot (x - L_1) = -2684,2 \cdot 1,144 - 19627,6 \cdot$$

$$0 = -3070,7 \text{ N}$$

$$x_2 = 1,369: M_{OyII} = -F_S \cdot x - F_{L2} \cdot (x - L_1) = -2684,2 \cdot 1,369 - 19627,6 \cdot$$

$$0,225 = -8090,9 \text{ Nm}$$

Řez III (Obr. 23): $x = (1,369; 1,594)$



Obrázek 23: Průběh sil a momentů v řezu III

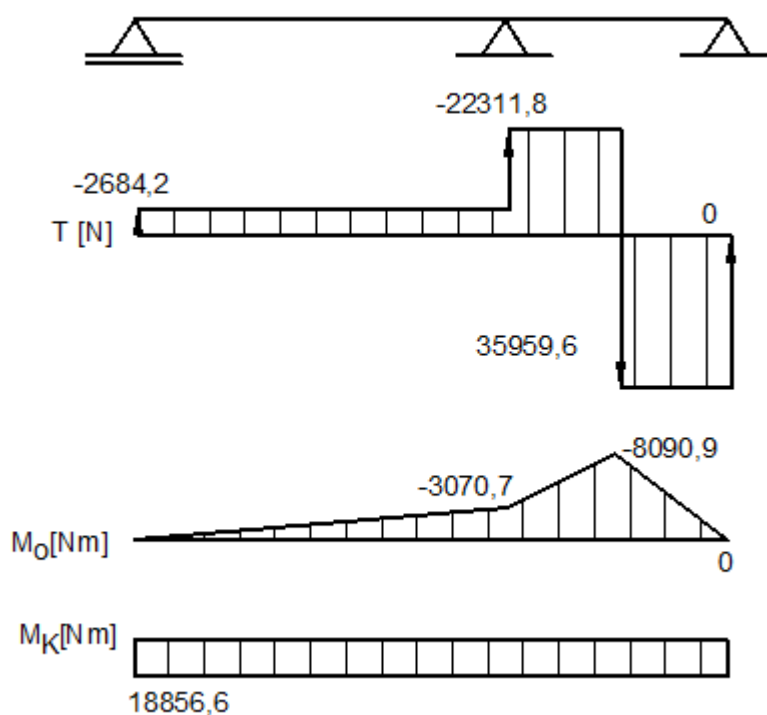
$$\sum T_y = 0: F_S + F_{L2} - F_R + F_{yIII} = 0$$

$$\sum M_{Oy} = 0: F_S \cdot x + F_{L2} \cdot (x - L_1) - F_R \cdot (x - L_1 - L_2) + M_{OyIII} = 0$$

$$\begin{aligned}
 x_2 = 1,369: \quad F_{yIII} &= F_R - F_{L2} - F_S = 58271,4 - 19627,6 - 2684,2 = 35959,6 \text{ N} \\
 M_{OyIII} &= -F_S \cdot x - F_{L2} \cdot (x - L_1) + F_R \cdot (x - L_1 - L_2) = -2684,2 \cdot \\
 &\quad 1,369 - 19627,6 \cdot (1,369 - 1,144) + 58271,4 \cdot \\
 &\quad (1,369 - 1,144 - 0,225) = -8090,9 \text{ Nm} \quad (58) \\
 x_2 = 1,594: \quad M_{OyIII} &= -F_S \cdot x - F_{L2} \cdot (x - L_1) + F_R \cdot (x - L_1 - L_2) = -2684,2 \cdot \\
 &\quad 1,594 - 19627,6 \cdot (1,594 - 1,144) + 58271,4 \cdot \\
 &\quad (1,594 - 1,144 - 0,225) = 0 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$

Průběh zátěžných a momentových účinků

Podle Obr. 24 je hřídel nejvíce namáhána v místě působení síly F_R a to posouvajícími silami i ohybovým momentem. Velikost krouťicího momentu je po celé délce hřídele konstantní.



Obrázek 24: Průběh silových a momentových účinků

12.2 Návrh minimálního průměru

Hřídel bude vyrobena z materiálu 15 230. Jedná se o jakostní legovanou ocel vhodnou k zušlechťování. Ocel se používá na velmi namáhané strojní součásti [21].

Vlastnosti oceli:

Mez kluzu $R_e = 835 \text{ MPa}$

Mez pevnosti $R_m = 980 \text{ MPa}$

Vztah pro výpočet minimálního průměru je odvozen z rovnice pro výpočet redukovaného napětí podle hypotézy HMH:

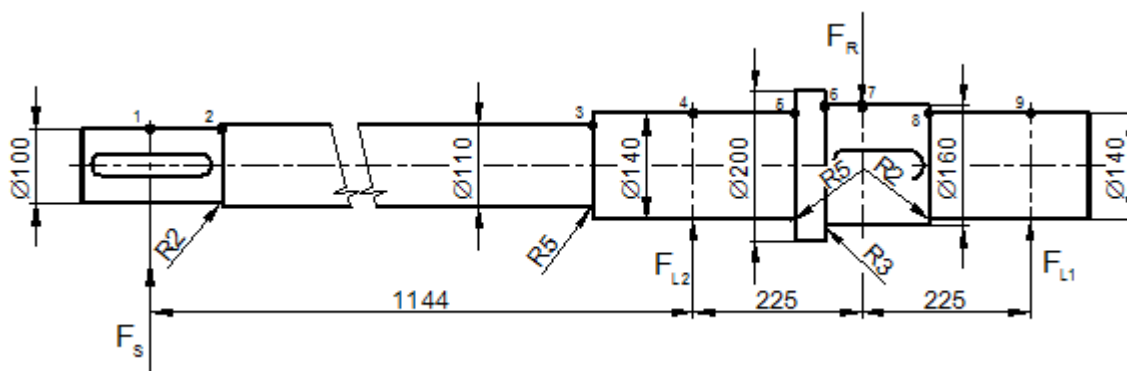
$$\sigma_{\text{RED}} = \sqrt{\sigma_O^2 + 3 \cdot \tau_K^2} = \frac{R_e}{k_S} \rightarrow d_{\text{Hmin}} = \sqrt[6]{\frac{32^2 \cdot M_{\text{Omax}}^2 + 3 \cdot 16^2 \cdot M_K^2}{\left(\frac{R_e}{k_S}\right)^2 \cdot \pi^2}}$$

$$d_{\text{Hmin}} = \sqrt[6]{\frac{32^2 \cdot 8090,9^2 + 3 \cdot 16^2 \cdot 18856,6^2}{\left(\frac{835}{3}\right)^2 \cdot \pi^2}} \quad (59)$$

$$d_{\text{Hmin}} = 8,7 \text{ mm}$$

12.3 Stanovení únavového napětí

Kontrola statické a dynamické bezpečnosti bude provedena pro 9 kritických průřezů (Obr. 25).



Obrázek 25: Rozměry hřídele a určení kritických míst

Kontrola statické bezpečnosti

$$k_S = \frac{R_e}{\sigma_{RED}}$$

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_O^2 + 3 \cdot \tau_K^2}$$

$$\sigma_O = \frac{|M_O|}{W_O} = \frac{|F_y \cdot x|}{\pi \cdot \frac{d^3}{32}}, \tau_K = \frac{|M_K|}{W_K} = \frac{|M_{RK}|}{\pi \cdot \frac{d^3}{16}}$$
(60)

Kontrola v průřezu 1:

$$\sigma_O = \frac{|M_O|}{W_O} = \frac{|F_{yI} \cdot x|}{\pi \cdot \frac{d^3}{32}} = \frac{|3684,2 \cdot 0|}{\pi \cdot \frac{0,1^3}{32}} = 0 \text{ MPa}$$

$$\tau_K = \frac{|M_K|}{W_K} = \frac{|M_{RK}|}{\pi \cdot \frac{d^3}{16}} = \frac{18856,6}{\pi \cdot \frac{0,1^3}{16}} = 96,0 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_O^2 + 3 \cdot \tau_K^2} = \sqrt{0^2 + 3 \cdot 96^2} = 166,3 \text{ MPa}$$

$$k_S = \frac{430}{166,3} = 2,6$$
(61)

Tabulka 6: Kontrola statického namáhání všech průřezů

Průřez	d [mm]	M _O [Nm]	σ _O [MPa]	τ _K [MPa]	σ _{RED} [MPa]	K _S [-]
1	0,1	0	0	96,1	166,4	5,0
2	0,1	255	2,6	96,1	166,4	5,0
3	0,11	2708,3	20,7	72,2	126,7	6,6
4	0,14	3070,7	11,4	35,0	61,7	13,5
5	0,14	6082,8	22,6	35,0	64,7	12,9
6	0,16	6975,3	17,4	23,5	44,2	18,9
7	0,16	8090,9	20,1	23,5	45,3	18,4
8	0,14	4854,5	18,0	35,0	63,3	13,2
9	0,14	0	0	35,0	60,6	13,8

Kontrola dynamické bezpečnosti

Hřídel je namáhána pulzujícím ohybem a krutem. Horní napětí kmitu σ_h odpovídá redukovanému napětí (plně zatížený jeřáb). Dolní napětí kmitu σ_d také odpovídá redukovanému napětí, ale nepočítá s hmotností zvedaného břemene. Výpočty jsou provedeny pro bod 1 [23]. Ostatní body viz. (Tab. 7).

$$\sigma_{d1} = \sqrt{\sigma_O^2 + 3 \cdot \tau_K^2} = \sqrt{0^2 + 3 \cdot \left(\frac{M_{RK}}{\pi \cdot \frac{d^3}{16}} \right)^2} = \sqrt{0^2 + 3 \cdot \left(\frac{6476,0}{\pi \cdot \frac{0,1^3}{16}} \right)^2} = 57,2 \text{ MPa} \quad (62)$$

$$M_{RK1}' = 2 \cdot F_R' \cdot \frac{D_{RK}}{2} = 2 \cdot 20012,4 \cdot \frac{0,3236}{2} = 6476,0 \text{ Nm}$$

$$F_{R1}' = \frac{m_G + m_R}{2} \cdot \psi \cdot g = \frac{2600 + 800}{2} \cdot 1,2 \cdot g = 20012,4 \text{ N}$$

Koeficient asymetrie cyklu:

$$R_1 = \frac{\sigma_d}{\sigma_h} = \frac{57,2}{166,4} = 0,344 \quad (63)$$

kde: σ_h Horní napětí kmitu

σ_d Dolní napětí kmitu

Střední napětí kmitu a amplituda napětí

$$\begin{aligned} \sigma_{m1} &= \frac{1}{2} \cdot (\sigma_h + \sigma_d) = \frac{1}{2} \cdot (166,4 + 57,2) = 111,8 \text{ MPa} \\ \sigma_{a1} &= \frac{1}{2} \cdot (\sigma_h - \sigma_d) = \frac{1}{2} \cdot (166,4 - 57,2) = 54,6 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (64)$$

Vrubový součinitel

Výpočet vrubového součinitele podle Thuma [22].

$$\beta = 1 + (\alpha - 1) \cdot q$$

$$\beta = 1 + (1 - 1) \cdot 0,68$$

$$\beta = 1$$

kde: α Tvarový součinitel

q Součinitel tvarové citlivosti podle Thuma

Skutečná mez únavy součástí

$$\sigma_{OC}^* = \sigma_{OC} \cdot \frac{\epsilon_v \cdot \eta_P}{\beta}$$

$$\sigma_{OC}^* = 431,2 \cdot \frac{0,63 \cdot 0,71}{1}$$

$$\sigma_{OC}^* = 192,9 \text{ MPa}$$

kde: σ_{OC} Mez únavy součástí

η_P Součinitel jakosti povrchu [22]

ϵ_v Součinitel velikosti [22]

Dynamická bezpečnost

$$k_D = \frac{R_{eo} - \sigma_{m0}}{\sigma_a}$$

$$k_D = \frac{1002 - 867,3}{54,6}$$

$$k_D = 2,5$$

$$R_{eo} = (1,2 \div 1,4) \cdot R_e = 1,2 \cdot 835 = 1002 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{m0} = \frac{R_{eo} - \sigma_{OC}^*}{1 - \psi^*} = \frac{1002 - 192,9}{1 - 0,07} = 867,3 \text{ MPa}$$

$$\psi^* = (0,1 \div 0,2) \cdot \frac{\epsilon_v \cdot \eta_P}{\beta} = 0,15 \cdot \frac{0,63 \cdot 0,71}{1} = 0,07$$

Tabulka 7: Kontrola dynamické bezpečnosti

Průřez	β [-]	η_P [-]	ε_v [-]	σ_{m0} [MPa]	σ_{OC}^* [MPa]	K_D [-]
1	1,0	0,71	0,63	867,3	192,9	2,47
2	1,3	0,71	0,63	891,5	160,2	2,02
3	1,1	0,71	0,62	879,4	176,6	3,10
4	1,0	0,71	0,6	874,2	183,7	6,73
5	1,1	0,71	0,6	883,7	170,9	6,96
6	1,8	0,71	0,58	925,6	112,7	6,97
7	1,0	0,71	0,58	878,7	177,6	11,83
8	1,9	0,71	0,6	924,7	114,0	4,33
9	1,0	0,71	0,6	874,2	183,7	6,42

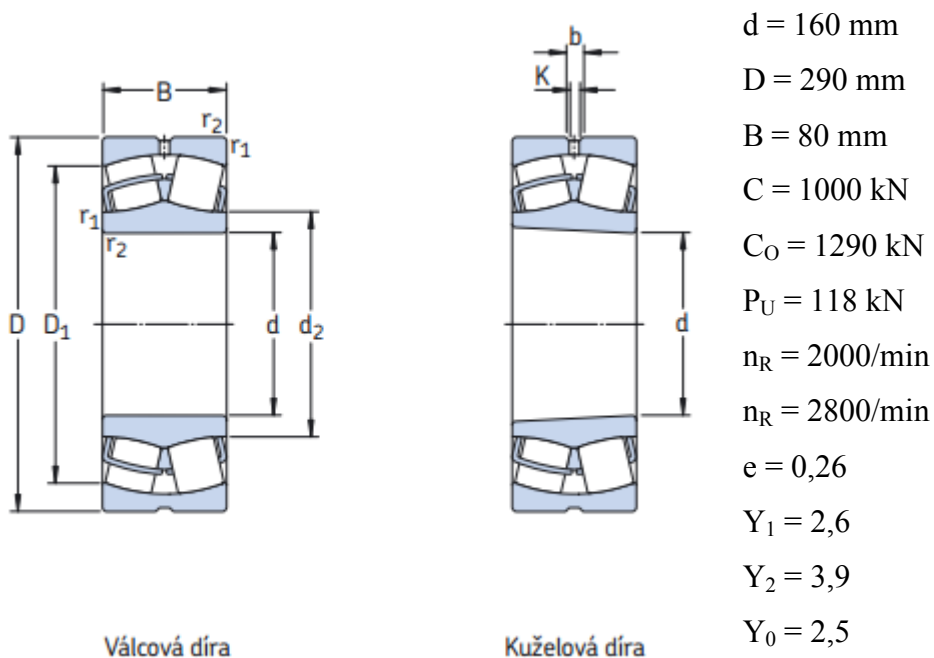
Navržený hřídel vyhovuje ve všech průřezích požadavkům statické i dynamické bezpečnosti.

13 Návrh a kontrola ložiska

13.1 Zatížení ložiska

Volím ložisková tělesa SNL 532 [24]. Těleso je osazeno soudečkovým ložiskem 22232 CCK/W33 (Obr. 26), upínacím pouzdem a těsněním (krajní těleso má navíc jedno víko). Jednotlivá ložiska jsou zatížena silami $F_{L1} = 35959,6 \text{ N}$, $F_{L2} = 19627,6 \text{ N}$. Jako zatěžující síla pro výpočet bude uvažována síla F_{L1} .

Technické údaje ložiska [25]



Obrázek 26: Soudečkové ložisko 22232 CCK/W33

13.2 Kontrolní výpočet ložiska

Kontrola ložiska provedena podle [26]:

Základní trvanlivost při 90% spolehlivosti:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n_{RKS}} \cdot \left(\frac{C}{F_m} \right)^3$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot 720} \cdot \left(\frac{1000}{33,79} \right)^3 \quad (69)$$

$$L_{10h} = 490000 \text{ hod} > 20000 \text{ hod}$$

Střední zatížení v průběhu pracovního intervalu:

$$\begin{aligned}F_m &= \frac{F_{Rmin} + 2 \cdot F_{Rmax}}{3} \\F_m &= \frac{29459,6 + 2 \cdot 35959,6}{3} \\F_m &= 33792,9 \text{ N}\end{aligned}\tag{70}$$

Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska:

$$\begin{aligned}P &= X \cdot F_m + Y \cdot F_a \\P &= 1 \cdot 33792,9 + 3,9 \cdot 0 \\P &= 33792,9 \text{ N} \leq 1000000 \text{ N} \Rightarrow \text{Vyhovuje}\end{aligned}\tag{71}$$

Ekvivalentní statické zatížení:

$$\begin{aligned}P_0 &= X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a \\P_0 &= 1 \cdot 35959,6 + 2,5 \cdot 0 \\P_0 &= 35959,6 \text{ N}\end{aligned}\tag{72}$$

Statická únosnost ložiska:

$$\begin{aligned}S_0 &= \frac{C_0}{P_0} \geq 2,5 \\S_0 &= \frac{1290}{35,9} = 35,9\end{aligned}\tag{73}$$

Zvolené ložisko vyhovuje ve všech bodech kontrolního výpočtu.

14 Návrh pohonu pojižděcího ústrojí

Zvedací ústrojí bude tvořeno asynchronním elektromotorem, převodovkou a brzdou, která je součástí elektromotoru. Brzda bude využívána především jako parkovací. Změnu rychlosti zdvihu bude zajišťovat frekvenční měnič. Pojezdové kolo bude spojeno s pohonem pomocí drážkovaného hřídele. Součástí ústrojí je bezkontaktní indukční senzor, který slouží jako havarijní koncové vypínání pojezdu.

Motor překonává jen moment pasivních odporů, popřípadě moment větru vanoucího proti směru jízdy. Pohon bude navržen podle [1].

14.1 Návrh motoru

Odpor pojižděcích kol

$$T_P = \frac{(m_Q + m_{G1}) \cdot g}{R_{PK}} \cdot (e + f_{\xi} \cdot r_{\xi}) \cdot \chi_{PO}$$

$$T_P = \frac{(6500 + 9740) \cdot g}{0,250} \cdot (0,006 + 0,03 \cdot 0,045) \cdot 2,4 \quad (74)$$

$$T_P = 11241,2 \text{ N}$$

kde: m_Q Hmotnost normovaného břemene

m_{G1} Tíha pojižděcího zařízení (Rám kočky a strojní zařízení, hmotnost traverzy,...)

e Součinitel valivého tření (Pro odvalování ocelových kol po ocelové dráze se uvádí 0,03 mm)

R_{PK} Poloměr pojižděcího kola

f_{ξ} Součinitel čepového tření pojižděcích kol

r_{ξ} Poloměr čepu pojižděcího kola

χ_{PO} Součinitel přidavných odporů

Tlak větru

$$\begin{aligned}F_1 &= q_1 \cdot C_W \cdot S_K \\F_1 &= 15 \cdot 1,4 \cdot 17,3 \\F_1 &= 363,3 \text{ N}\end{aligned}\tag{75}$$

kde: q_1 Měrný tlak větru; Pro výpočet hnacích motorů se uvažuje těmito hodnotami:

$q_1 = 15 \text{ MPa}$ pro všechny jeřáby kromě přístavních a plovoucích

$q_1 = 25 \text{ MPa}$ pro jeřáby přístavní a plovoucí

C_W Tvarový součinitel

S_K Plocha průmětu obrysu pojezdového zařízení do roviny kolmé na směr větru (tedy i na směr jízdy). Hodnota je určena pomocí softwaru AutoCad 2007.

Potřebný výkon pojezdového motoru

$$\begin{aligned}P_{P1} &= \frac{(T_P + F_1) \cdot v_P}{\eta_P \cdot \eta_{100P}} \\P_{P1} &= \frac{(11241,2 + 363,3) \cdot 0,75}{0,94 \cdot 0,83} \\P_{P1} &= 11155,3 \text{ W}\end{aligned}\tag{76}$$

kde: v_P Zadaná pojezdová rychlost kočky

η_P Účinnost převodovky

η_{100} Účinnost motoru při 100% zátěži

Pohon pojezdového ústrojí kočky bude dělený na dvě hnací kola. Každý motor bude přenášet pouze polovinu výkonu vypočteného v (76).

$$P_{P0} = \frac{P_{P1}}{2}$$

$$P_{P0} = \frac{11155,3}{2}$$

$$P_{P0} = 5577,7 \text{ W}$$
(77)

Volba motoru

Volím asynchronní trojfázový šestipólový elektromotor 1LA7 163 - 6AA11 H57 + G26 [19] s rotorem nakrátko, 50 Hz. Motor je dodán s impulsním snímačem otáček 1XP8 001 - 1, brzdou a chlazením.

Parametry elektromotoru [19]:

Jmenovitý výkon	$P_{MP} = 7,5 \text{ kW}$
Jmenovité otáčky	$n_{MP} = 960 \text{ ot/min}$
Účinnost při 100% výkonu	$\eta_{100P} = 83 \%$
Jmenovitý proud při 400V	$I_M = 17 \text{ A}$
Jmenovitý moment	$M_{MP} = 75 \text{ Nm}$
Moment setrvačnosti	$J_{MP} = 0,041 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
Velikost	160 M

14.2 Návrh převodovky

Otáčky pojezdového kola

$$v_P = \omega_{PK} \cdot \frac{D_{PK}}{2} = 2 \cdot \pi \cdot n_{PK} \cdot \frac{D_{PK}}{2} \Rightarrow n_{PK} = \frac{v_P}{\pi \cdot D_{PK}}$$

$$n_{PK} = \frac{v_P}{\pi \cdot D_{PK}}$$

$$n_{PK} = \frac{0,75}{\pi \cdot 0,5}$$

$$n_{PK} = 0,477 \cdot \text{sec}^{-1}$$
(78)

kde: v_P Maximální pojezdová rychlost kočky

ω_{PK} Úhlová rychlost pojezdového kola

n_{PK} Maximální otáčky pojezdového kola

Předběžný převodový poměr převodovky

$$\begin{aligned} i_P' &= \frac{n_{MP}}{n_{PK}} \\ i_P' &= \frac{16}{0,477} \\ i_P' &= 33,5 \end{aligned} \tag{79}$$

kde: n_{MP} Jmenovité otáčky elektromotoru [19]

Převodovka bude volena z katalogu firmy S.T.M.S.p.a. Návrhový výpočet převodovky je proveden podle [14].

Předběžný výkon přenášený převodovkou

$$\begin{aligned} P_P' &\geq P_{P0} \cdot \mu_P' \cdot f_S \cdot f_V \cdot f_{Ga} \\ P_P' &\geq 5577,7 \cdot 0,98 \cdot 1,5 \cdot 1,12 \cdot 1 \\ P_P' &\geq 9183,1 \text{ W} \end{aligned} \tag{80}$$

kde: P_{P0} Výkon přenášený převodovkou

f_S Součinitel provozu

f_V Součinitel vytížení

f_{Ga} Součinitel spolehlivosti

Volba převodovky

Volím převodovku fy S.T.M.S.p.a. RXP3 - 808 [14].

Parametry převodovky [14]:

Převodový poměr převodovky	$i_p = 34,2$
Vstupní otáčky	$n_1 = 1000/\text{min}$
Výstupní otáčky	$n_2 = 29/\text{min}$
Výkon přenášený převodovkou	$P_p = 35 \text{ kW}$
Moment na pomaluběžném hřídeli	$M_{KP1} = 10800 \text{ Nm}$
Maximální radiální zatížení na výstupním hřídeli	$M_{KP1} = 36 \text{ kN}$
Maximální radiální zatížení na vstupním hřídeli	$F_{PR} = 7 \text{ kN}$
Moment setrvačnosti	$J_p = 0,0025 \text{ kg/m}^2$
Účinnost převodovky	$\eta_p = 0,94$

14.3 Upravené parametry pohonu zvedacího ústrojí

Skutečný výkon motoru

$$P_{SPM} = \frac{P_{P0}}{\eta_{RK} \cdot \eta_p}$$

$$P_{SPM} = \frac{5577,7}{0,94 \cdot 0,94} \quad (81)$$

$$P_{SPM} = 6312,5 \text{ W}$$

$$P_{SPM} = 6312,5 \text{ W} < P_M = 7500 \text{ W} \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Skutečné otáčky pojezdového kola

$$\begin{aligned}
 n_{PKS} &= \frac{n_{MP}}{i_p} \\
 n_{PKS} &= \frac{16}{34,2} \\
 n_{PKS} &= 0,468 \cdot \text{sec}^{-1}
 \end{aligned}
 \tag{82}$$

Skutečná pojezdová rychlost

$$\begin{aligned}
 v_{PS} &= 2 \cdot \pi \cdot n_{PKS} \cdot \frac{D_{PK}}{2} \\
 v_{PS} &= 2 \cdot \pi \cdot 0,468 \cdot \frac{0,5}{2} \\
 v_{PS} &= 0,735 \text{ m/s}
 \end{aligned}
 \tag{83}$$

Podle [10] by se skutečná zdvihová rychlost neměla lišit od zadané o více než $\pm 6 \%$.

$$\begin{aligned}
 &\left(\frac{v_P}{v_{PS}} - 1 \right) \cdot 100 \\
 &\left(\frac{0,75}{0,735} - 1 \right) \cdot 100 \\
 &2,0 \% < 6 \% \Rightarrow \text{Vyhovuje}
 \end{aligned}
 \tag{84}$$

14.4 Kontrola pojezdového motoru na momentovou přetížitelnost

Po dobu rozjezdu musí motor překonávat moment pasivních odporů, popřípadě moment větru vanoucího proti směru jízdy a momenty posuvných a rotujících hmot. Kontrola pojezdového motoru na rozběh je provedena podle [1].

Zrychlující síla posuvných hmot

$$F_{ZP} = m \cdot a = \frac{(m_Q + m_{G1}) \cdot v_{PS}}{g \cdot t_A} \quad (85)$$

$$F_{ZP} = \frac{(6500 + 9740) \cdot 0,735}{g \cdot 5}$$

$$F_{ZP} = 243,3 \text{ N}$$

kde: t_A Doba rozběhu. Podle [1] se volí podle velikosti motoru 1 až 5

Rozběhový moment motoru

$$M_{ROZJ} = (T_P + F_I + F_{ZP}) \cdot \frac{R_{PK}}{i \cdot \eta_P \cdot \eta_{100P}} + \alpha_S \cdot J_{MP} \cdot \frac{\pi \cdot n_{PKS}}{0,5 \cdot t_A}$$

$$M_{ROZJ} = (11241,2 + 363,3 + 243,3) \cdot \frac{0,25}{34,2 \cdot 0,94 \cdot 0,83} + 1,4 \cdot 0,041 \cdot \frac{\pi \cdot 0,468}{0,5 \cdot 5}$$

$$M_{ROZJ} = 111,1 \text{ Nm} \quad (86)$$

Součinitel středního spouštěcího momentu

$$\chi = \frac{\xi + 1,1}{2}$$

$$\chi = \frac{2,5 + 1,1}{2} \quad (87)$$

$$\chi = 1,8$$

kde: ξ Poměrný moment zvratu při přímém spouštění na síť v násobcích jmenovitého momentu [19]

Podmínka momentové přetížitelnosti

$$M_{ROZJ} < \chi \cdot M_{MP}$$

$$M_{ROZJ} < 1,8 \cdot 75$$

$$M_{ROZJ} = 111,1 \text{ Nm} < 135 \text{ Nm} \Rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (88)$$

kde: M_{MP} Jmenovitý moment elektromotoru zdvihacího pohonu

14.5 Brzdění při pojezdu

Při uvedení břemena do brzdného pohybu musí brzda překonat odpory dané setrvačnými momenty posuvných a rotujících hmot. Pasivní odpory pohonu brzdě naopak pomáhají [1].

$$M_{BP} = M_{ZPB} + M_{ZRB} + M_V + M_T \quad (89)$$

Setrvačný moment všech posuvných hmot

$$M_{ZPB} = \frac{(m_Q + m_{G1}) \cdot g \cdot v_{PS}}{g \cdot t_B} \cdot \frac{R_{PK}}{i_P} \cdot \eta_P \cdot \eta_{100P} \quad (90)$$

$$M_{ZPB} = \frac{(6500 + 9740) \cdot g \cdot 0,735}{g \cdot 0,674} \cdot \frac{0,25}{34,2} \cdot 0,94 \cdot 0,83$$

$$M_{ZPB} = 100,9 \text{ Nm}$$

Setrvačný moment všech rotujících hmot

$$M_{ZRB} = \alpha_S \cdot J_{MP} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{MP}}{t_B} \quad (91)$$

$$M_{ZRB} = 1,4 \cdot 0,041 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 16}{0,674}$$

$$M_{ZRB} = 8,6 \text{ Nm}$$

Brzdný moment vyvozený tlakem větru

Moment vyvozený tlakem větru může snížit nebo zvýšit brzdný moment. Jestli vane proti směru jízdy kočky, pak pomáhá brzdě a snižuje potřebný brzdící moment. Pokud vane ve směru jízdy kočky, pak zvyšuje moment, který brzda musí ubrzdit. Ve výpočtu uvažuji variantu, která zvyšuje potřebný brzdný moment.

$$M_V = F_1 \cdot \frac{R_{PK}}{i_P} \cdot \eta_P \cdot \eta_{100P} \quad (92)$$

$$M_V = 363,3 \cdot \frac{0,25}{34,2} \cdot 0,94 \cdot 0,83$$

$$M_V = 2,1 \text{ Nm}$$

Brzdňý moment vyvozený tlakem pojezdových kol

$$M_T = T_P \cdot \frac{R_{PK}}{i_P} \cdot \eta_P \cdot \eta_{100P} \quad (93)$$

$$M_T = 11241,2 \cdot \frac{0,25}{34,2} \cdot 0,94 \cdot 0,83$$

$$M_T = 34,2 \text{ Nm}$$

Celkový brzdňý moment

$$M_{BP} = M_{ZPB} + M_{ZRB} + M_V + M_T \quad (94)$$

$$M_{BP} = 100,9 + 8,6 + 2,1 + 34,2$$

$$M_{BP} = 145,8 \text{ Nm}$$

Nejkratší brzdící doba

Nejkratší brzdící doba se určí z adhezní podmínky:

$$\alpha_S \cdot F_{ZP} = K_{ADH} \cdot f \quad (95)$$

$$\alpha_S \cdot \frac{(m_Q + m_{G1}) \cdot g \cdot v_{PS}}{g \cdot t_{MIN}} = (m_Q + m_{G1}) \cdot g \cdot f$$

kde: α_S Koeficient zahrnující do výpočtu ostatní momenty setrvačnosti (motor, buben. atd.) [11]

f Součinitel tření kol smýkajících se po kolejnicích

t_{MIN} Nejkratší brzdící doba

Nejkratší brzdící doba:

$$t_{MIN} = \frac{\alpha_S \cdot v_{PS}}{f \cdot g} = \frac{1,175 \cdot v_{PS}}{9,81 \cdot 0,13} = \frac{v_{PS}}{1,09} \quad (96)$$

$$t_{MIN} = \frac{0,735}{1,09}$$

$$t_{MIN} = 0,674 \text{ s}$$

14.6 Volba brzdy

Brzdu obsahuje elektromotor v rámci objednané nástavby. Brzda je jednodisková se dvěma třecími plochami na rotoru brzdy. Brzdný moment je dosahován třením třecích ploch rotoru brzdy proti třecí desce a disku brzdy. Potřebný tlak vyvozuje jedna nebo více tlačných pružin (Obr. 15). Brzda je uvolňována elektromagneticky připojením stejnosměrného napětí na cívku brzdy. Vzniklá magnetická síla táhne disk brzdy k ploše solenoidu, síla pružin je překonána a rotor brzdy je volný. Brzdu je tedy možné odbrzdit pouze tehdy, pokud jí prochází elektrický proud.

Technické údaje brzdy 2LM8 260-8NA60 [19]

Brzdný moment $M_{Br} = 260 \text{ Nm}$

Moment setrvačnosti brzdy $J_{Br} = 0,0073 \text{ kg/m}^2$

Doba spínání brzdy $t_{SBr} = 165 \text{ ms}$

Doba uvolnění brzdy $t_{UBr} = 340 \text{ ms}$

14.7 Návrh měniče frekvence

Regulace otáček motoru bude prováděna pomocí měniče frekvence fy VONSCH s.r.o. [16] Typ měniče UNIFREM 400 030.

Tabulka 8: Technické údaje měniče frekvence

Typ měniče	Lineární výkon motoru P_{nom} [kW]	Lineární nominální výstupní proud měniče I_{nQ} [A]	Maximální výstupní proud měniče do 60 s [A]	Maximální výstupní proud měniče I_{nL2} [A]	Nominální vstupní proud I_{nIN} [A]
UNIFREM 400 045	22	47	70,5	94	62

15 Závěr

Diplomová práce se zabývá návrhem nové jeřábové kočky pro stávající mostový jeřáb. OK jeřábu (mostová dráha, jeřábová dráha, rám kočky, pevné vedení traverzy, traverza) jsou podle [20] způsobilé k dalšímu provozu a v této práci nebyly navrhovány.

Základním prvkem jeřábové kočky je jeho zdvihací ústrojí. Pro potřeby fy EVRAZ VÍTKOVICE STEEL, a.s. byly provedeny návrhy dvou tažných prvků, lanového a řetězového, který je vybrán jako vhodnější pro jeřáb J24. Součástí zdvihu je dále pohon sestávající z trojfázového asynchronního motoru, převodové skříně a zubové spojky. Rozjezd a brzdění zdvihu probíhá prostřednictvím frekvenčního měniče. Brzda, která je součástí elektromotoru slouží jako parkovací. Koncové polohy jsou zajištěny vřetenovým snímačem se čtyřmi kontakty. Dva jsou použity jako pracovní (horní a spodní poloha) a dva jsou použity jako havarijní. Přenos kroutícího momentu z pohonu na řetěz zajišťuje hřídel osazená řetězovým kolem uloženým mezi dvěma ložiskovými tělesy a spojená s převodovou skříní za pomoci spojky. Hřídel je namáhána jak staticky, tak dynamicky a je zkontrolována pro oba druhy zatížení.

Pojezd kočky není centralizován jako u stávajícího provedení jeřábu. Dvě kola jsou samostatně osazena trojfázovým asynchronním motorem s převodovkou. Přenos kroutícího momentu zajišťuje drážkový hřídel. Rozjezd a brzdění zajišťuje opět frekvenční měnič a brzda, která je součástí elektromotoru slouží i u tohoto pohonu jako parkovací. V koncových polohách pojezdu kočky jsou ustaveny indukční snímače, které v případě havárie vypnou přívod elektrického proudu do pohonu a nárazníky na konci jeřábové dráhy zachytí rám kočky.

Traverza jeřábu je osazena čtyřmi vahadly, která nesou osm permanentních elektromagnetů. Ty slouží jako nosné prvky jeřábu.

16 Seznam použité literatury

- [1] REMTA, František, Ladislav KUPKA a František DRAŽAN. *Jeřáby: I. Díl. 2. přepr. a dopl. vydání*. Praha: SNTL, 1974. ISBN 04-216-74.
- [2] ČSN ISO 4306-1 (270000). *Jeřáby – Slovník – Část 1: Všeobecně*. 4. vyd. Praha: Český normalizační institut, 2010.
- [3] REMTA, František a Ladislav KUPKA. *Jeřáby: II. Díl. 1. vyd.* Praha: SNTL, 1958.
- [4] ČSN 27 0005 (270005). *Ilustrovaný slovník jeřábů a těžkých zdvihadel*. 1. vyd. Praha: Český normalizační institut, 1993.
- [5] KRÁTKÝ, Jaroslav a Stanislav HOSNEDL. *Strojní části II: Převodové mechanismy*. 1. vyd. Plzeň, 1998. ISBN 80-7082-452-2.
- [6] ČSN 27 0100. *Výpočet ocelových lan pro jeřáby a zdvihadla*. 2. vyd. Praha: Vydavatelství ÚNM, 1981.
- [7] ČSN ISO 4308-1 (270050). *Jeřáby a zdvihací zařízení: Výběr ocelových lan - Část I: Všeobecně*. 1. vyd. Praha: Český normalizační institut, 2004.
- [8] Drumet s.r.o.: *Ocelové laná a dróty* [online]. 2012 [cit. 2012-05-03]. Dostupné z: <http://www.drumet.sk/>
- [9] ČSN 27 1820. *Zdvihací zařízení: Kladky a bubny pro ocelová lana*. 1. vyd. Praha: Český normalizační institut, 1957.
- [10] POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLISKA a Aleš SLÍVA. *Dopravní a manipulační zařízení I*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2001. ISBN 80-248-0043-8.
- [11] KOPÁČEK, Jaroslav. *Pohony a převody*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita, 2000. ISBN 80-7078-806-2.
- [12] ČSN EN 13135-2 +A1 (270136). *Jeřáby - Vybavení - Část 2: Neelektrotechnické vybavení*
- [13] Nízkonapěťové motory: Siemens. *Elektromotory Siemens* [online]. 2011 [cit. 2012-05-11]. Dostupné z: http://www.elektromotory.net/upload/file/katalog_1lg4.pdf

- [14] Gearboxes single stage bevel planetary. [online]. [cit. 2012-05-09]. Dostupné z: <http://www.stmspa.com/>
- [15] ČSN 27 0101. *Jeřáby: Navrhování ocelových konstrukcí jeřábů*. 1. vyd. Praha: Úřad pro normalizaci, 1951.
- [16] VONSCH S.R.O. *VONSCH s.r.o. Brezno - Elektrické pohony - frekvenčné meniče - softstartery* [online]. 2000 [cit. 2012-05-11]. Dostupné z: <http://www.vonsch.sk/>
- [17] *FLENDER Standard Couplings* [online]. Bocholt, 2011 [cit. 2012-05-11]. ISBN E86060-K5710-A111-A4-7600. Dostupné z: http://www.automation.siemens.com/mcms/infocenter/dokumentencenter/md/Documentsu20Catalogs/MD10_1_FLENDER_Standard_Couplings_EN_2011.pdf
- [18] ČSN 02 3330 (023330). *Kloubové řetězy. Gallovy řetězy*. Praha: Úřad pro normalizaci, 1969.
- [19] Nízkonapěťové motory: Siemens. *Elektromotory Siemens* [online]. 2011 [cit. 2012-05-11]. Dostupné z: http://www.elektromotory.net/upload/file/katalog_1la7.pdf
- [20] ČSN EN 1090-1. *Provádění ocelových konstrukcí a hliníkových konstrukcí: Část 1: Požadavky na posouzení shody konstrukčních dílců*. Praha: Český normalizační institut, 2010.
- [21] Vybrané oceli - vlastnosti a použití: Zdroj informací o svařování. *SVARINFO* [online]. 2010 [cit. 2012-05-18]. Dostupné z: http://www.svarbazar.cz/phprs/showpage.php?name=oceli_pouziti
- [22] *Stanovení únavových křivek součástí zadaného tvaru a materiálu pomocí součinitelů: (tvorba zjednodušené Wöhlerovy křivky)*. Ostrava, 2008. Vysokoškolská příručka. Vysoká škola báňská - TU Ostrava.
- [23] RŮŽIČKA, Milan, Miroslav HANKE a Milan ROST. *Dynamická pevnost a životnost*. Praha, 1987. Skripta. ČVUT - Praha.
- [24] Ložisková tělesa SKF. *SKF GROUP* [online]. 2011 [cit. 2012-05-19]. Dostupné z: http://www.exvalos.cz/soubory/File/Hlavni_katalog_SKF/6000_CS_14_Loziskova%20teles.pdf

- [25] Ložisková tělesa SKF. *SKF GROUP* [online]. 2011 [cit. 2012-05-19]. Dostupné z: http://www.exvalos.cz/soubory/File/Hlavni_katalog_SKF/6000_CS_06_Soudeckova%20loziska.pdf
- [26] Určení velikosti ložiska. *SKF GROUP* [online]. 2011 [cit. 2012-05-19]. Dostupné z: http://www.exvalos.cz/soubory/File/Hlavni_katalog_SKF/6000_CS_00_03_Urceni%20velikosti%20loziska.pdf
- [27] GANAS ZLÍN SPOL. S R.O. *Vázací prostředky* [online]. 2009 [cit. 2012-05-21]. Dostupné z: <http://www.ganas-geraby.cz/cenik/NEO-EP-pdf-2698.pdf>

17 Přílohy

Výkresy:

- | | |
|-------------|-----------------------|
| 1 - 12 - 01 | Jeřábová kočka |
| 1 - 12 - 02 | Mostový jeřáb J24 |
| 1 - 12 - 03 | Traverza |
| 2 - 12 - 04 | Hřídel |
| 2 - 12 - 05 | Řetězové kolo |
| 1 - 12 - 06 | Přepravovaná produkce |